



Trabajo de Fin de Grado

SIMULACIÓN DE LAS PRESTACIONES DE UN MOTOR ALTERNATIVO A CARGA PARCIAL

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor : Patricia González Martínez

Tutor : Mathieu Legrand

Madrid, junio 2017

Índice de contenido

Resumen	10
Abstract	11
Introducción general	12
1 Introducción	13
1.1 Consumo mundial de energía primaria	13
1.2 Emisiones de CO ₂ globales	15
1.3 Consumo de energía final y emisiones de CO ₂ en España	16
1.3.1 Consumo específico en motores alternativos	17
2 Motivación, objetivos y metodología	19
2.1 Motivación	19
2.2 Objetivos	19
2.3 Metodología	19
3 Estrategias de regulación de carga en MEP	21
3.1 Estrangulación en la admisión	22
3.2 Distribución variable	22
3.2.1 Diagrama de la distribución	22
3.2.2 Influencia del retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA) en el llenado	24
3.2.3 Regulación de carga con distribución variable	25
3.2.4 Sistemas de distribución variable	27
3.3 Combustión estratificada	28
3.4 Recirculación de gases de escape (EGR)	30
3.5 Influencia del “Downsizing”	33
3.6 Geometría variable colector de admisión	35
3.6.1 Variable Length Intake Manifold (VLIM)	36
3.6.2 Resonance intake manifold	37
3.7 Conclusiones	37
4 Simulación del motor	39
4.1 Planteamiento general	39
4.1.1 Esquema general	39
4.1.2 Aparatos en colectores de admisión y escape	39
4.2 Parámetros de diseño	44
4.2.1 Cilindrada y dimensiones del cilindro	44
4.2.2 Número y dimensiones de válvulas	46

4.2.3	Cinemática del embielaaje normal.	46
4.2.4	Geometría variable del colector de admisión	47
4.3	Parámetros de operación	47
4.3.1	Régimen de giro	47
4.3.2	Dosado relativo	48
4.3.3	Recirculación de gases de escape (EGR)	48
4.3.4	Retraso al cierre de admisión (RCA)	50
4.4	Modelo de ciclo dual de dos composiciones	51
4.4.1	Hipótesis y procesos termodinámicos	51
4.4.2	Composición de los gases y propiedades	62
4.4.3	Modelo de combustión	65
4.4.4	Renovación de carga	67
4.5	Método de cálculo	75
4.6	Parámetros de actuación	76
4.6.1	Parámetros indicados	76
4.6.2	Pérdidas mecánica	78
4.6.3	Parámetros efectivos	80
4.6.4	Rendimiento volumétrico	81
4.6.5	Curvas características	82
5	Resultados de la simulación	86
5.1	Motor base (EGR; $\pi_{co} = 1$; $\pi_{re} = 1$)	86
5.2	Motor base frente a motor con sistema EGR y geometría variable en la admisión ($\pi_{re} > 1$)	88
5.2.1	Comparativa de los resultados obtenidos a plena carga	89
5.2.2	Diferencias en el rendimiento volumétrico a plena carga	90
5.2.3	Comparativa de los resultados obtenidos a carga parcial	91
5.3	Motor con EGR y geometría variable en la admisión ($\pi_{re} > 1$) frente a motor con EGR + ($\pi_{re} > 1$) y turboalimentación ($\pi_{co} > 1$)	91
5.3.1	Comparativa de los resultados obtenidos a plena carga	92
5.3.2	Comparativa de los resultados obtenidos a carga parcial	93
6	Impacto económico y presupuesto	94
6.1	Impacto económico de la reducción del consumo	94
6.2	Presupuesto del proyecto	95
7	Conclusiones y futuros trabajos	97
7.1	Conclusiones	97
7.2	Futuros trabajos	97

Bibliografía	99
ANEXO: Programación motor completo	102

Índice de figuras

Figura 1.1: Consumo de energía primaria en el mundo en 2015; (Elaboración propia) [1]	12
Figura 1.2: Reservas y Consumo de petróleo a nivel mundial en 2015; [1]	13
Figura 1.3: Reservas y Consumo de carbón a nivel mundial en 2015; [1]	13
Figura 1.4: Reservas y Consumo de gas natural a nivel mundial en 2015; [1]	13
Figura 1.5: Consumo de energía nuclear e hidráulica a nivel mundial en 2015; [1]	14
Figura 1.6: Emisiones de CO ₂ entre 2012-2015 en millones de toneladas. [2]	14
Figura 1.7: Consumo de energía final en los sectores en España y Unión Europea. Elaboración propia; [3]	15
Figura 1.8: Emisiones de CO ₂ , modos de transporte. (Elaboración propia) [3]	16
Figura 1.9: Contornos de consumo específico en g/kWh parcial de un motor alternativo de combustión interna. (bmep~grado de carga, cm proporcional al régimen de giro) [4]	16
Figura 3.1: Válvula de mariposa. [6]	21
Figura 3.2: Representación gráfica de los eventos del diagrama de distribución; [5]	22
Figura 3.3: Gasto instantáneo en la válvula de admisión a bajo y alto régimen de giro; [5]	23
Figura 3.4: Diagrama P-V de la influencia del sistema LIVC. Énfasis puesto en el bucle de baja y comparación con un sistema por estrangulamiento como mariposa de gases. [8]	25
Figura 3.5: Diagrama P-V de la influencia del sistema EIVC. Comparación con un sistema con mariposa de gases. [8]	25
Figura 3.6: Funcionamiento del sistema VVTI-i a bajas y medias revoluciones. [10]	27
Figura 3.7: Funcionamiento del sistema VVTI-i a bajas y medias revoluciones. [10]	27
Figura 3.8: Proceso de formación de una mezcla estratificada. [12]	28
Figura 3.9: Proceso de formación de una mezcla homogénea. [12]	29
Figura 3.10: Proceso de formación de carga homogénea-pobre. [13]	29
Figura 3.11: EGR interno. [15]	30
Figura 3.12: EGR de alta presión. [16]	31
Figura 3.13: EGR de baja presión. [16]	32
Figura 3.14: Turbocompresor de coche para downsizing. [17]	32
Figura 3.15: motor con sistema downsizing y sus sistemas auxiliares para su realización. [18]	33
Figura 3.16: Motor tricilindrico Ecoboost de Ford. [21]	34
Figura 3.17: Sistema de geometría variable del colector de admisión del motor Honda K20C llamado VLIM; [22]	35
Figura 3.18: Sistema VLIM de 3 etapas utilizado por Audi; [22]	36
Figura 4.1: Esquema general de los componentes de un vehículo de gasolina. [23]	38

Figura 4.2: Sistema de turbo alimentación con el turbocompresor y el intercooler. [25].....	39
Figura 4.3: Esquema de temperaturas de un Intercooler o Postenfriador. [23].....	40
Figura 4.4: Esquema de la válvula de cortocircuito en el sistema de turbo alimentación. [27] .	41
Figura 4.5: Sistema de inyección directa. [29]	42
Figura 4.6: Elaboración propia a partir de página aficionado a la mecánica [31].....	43
Figura 4.7: Esquema de volúmenes de un cilindro de un motor. [32]	44
Figura 4.8: (a) Esquema de número de válvulas, de un cilindro, y su posicionamiento. [33] (b) Esquema del tamaño y número de válvulas de admisión y escape de un cilindro. [5]	45
Figura 4.9: Esquema del embielaje de un cilindro del motor. [32]	45
Figura 4.10: Gráfica del porcentaje de EGR aceptado por un motor gasolina según su régimen de giro. [4]	48
Figura 4.11: Esquema de volúmenes del cilindro introduciendo el fenómeno de EGR. [32]	49
Figura 4.12: Gráfica que señala la variación del RCA del motor frente a las revoluciones por minuto (RPM). Elaboración propia.....	50
Figura 4.13: Esquema del movimiento de la manivela y el pistón en las 4 etapas principales del ciclo. [35]	51
Figura 4.14: Diagrama P-V del ciclo termodinámico de un motor alternativo. [23].....	52
Figura 4.15: Esquema de la composición del flujo de trabajo. (Elaboración propia) [23]	62
Figura 4.16: Diagrama de la variación del rendimiento de la combustión frente a la variación de carga. [23].....	65
Figura 4.17: Reflexión de ondas por extremo abierto. [37]	66
Figura 4.18: Transmisión y reflexión de ondas en el conducto de admisión de un motor mono cilíndrico. [5].....	67
Figura 4.19: Comparación de coeficiente de descarga de una válvula. [37].....	69
Figura 4.20: Gráfica de la variación del rendimiento volumétrico en función del número adimensional de Mach. [5].....	71
Figura 4.21: Esquema de la circulación de un flujo por un conducto con cambio de diámetro. Fuente: Elaboración propia	72
Figura 4.22: Algoritmo de la simulación del proyecto. (Elaboración propia).....	74
Figura 4.23: Diagrama P-V con señalización de los dos tipos de bucles que forman el ciclo de un motor alternativo. [32].....	75
Figura 4.24: Esquema de la relación de los distintos parámetros de actuación con las pérdidas mecánicas. [30]	78
Figura 4.25: Resumen de las relaciones entre los parámetros de actuación. [34]	80
Figura 4.26: Gráfica con las Curvas características a plena carga de un motor alternativo. [39]	83
Figura 4.27: Curvas características a carga parcial de un motor gasolina. [39]	84

Figura 5.1: Diagrama logarítmico de P/V del ciclo termodinámico del motor básico.	85
Figura 5.2: Curvas a plena carga del motor base (EGR)	86
Figura 5.3: Curva de consumo específico a plena carga	87
Figura 5.4: Curvas a plena carga del par motor del motor básico y motor básico con resonancia	88
Figura 5.5: Curvas a plena carga de la potencia efectiva del motor básico y motor básico con resonancia	88
Figura 5.6: Curvas a plena carga del consumo específico del motor básico y motor básico con resonancia	89
Figura 5.7: Curvas del rendimiento volumétrico del motor básico y el motor con EGR y geometría variable.....	89
Figura 5.8: Curvas de isoconsumo del motor básico (a) y motor básico + resonancia (b).....	90
Figura 5.9: Curvas a plena carga de un motor turboalimentado y un motor sin turboalimentar	91
Figura 5.10: Curva de consumo específico a plena carga de un motor turboalimentado y un motor sin turboalimentar.....	91
Figura 5.11: (a) curva de isoconsumo del motor sin turboalimentar (b) curva de isoconsumo del motor turboalimentado	92
Figura 6.1: Precios al consumidor de productos petrolíferos en España entre 2005 y la actualidad. [40]	93
Figura 6.2: Diagrama de Gantt de las fases realizadas en el proyecto.....	94

Índice de tablas

Tabla 6.1: Horas dedicadas a cada fase del proyecto	94
Tabla 6.2: Presupuesto de personal.....	95
Tabla 6.3: Otros gastos del proyecto	95

Resumen

En el presente trabajo se ha realizado una simulación de un motor y sus prestaciones, especialmente en condiciones de carga parcial, para hallar su consumo específico de combustible. El caso base elegido corresponde a un motor de encendido provocado. En primer lugar, se revisan y evalúan varias estrategias de control de carga, para lograr reducir el consumo y las emisiones contaminantes, y así contribuir a la lucha contra el cambio climático.

Por ello, se ha recopilado información sobre el funcionamiento y la mejora en las prestaciones que aportarían algunos de los sistemas ya existentes como, por ejemplo, el sistema de recirculación de gases de escape, un sistema de turbo alimentación o una geometría variable en el colector de admisión. Para realizar la simulación, se ha llevado a cabo un estudio del funcionamiento del ciclo termodinámico del motor (combustión, transferencia de calor, variación de presiones, etc.), para mejorar aquellos aspectos que consigan cumplir con los objetivos de reducción de consumo y emisiones. Para ello se tiene también en cuenta el efecto de los trastos de admisión y escape del motor.

Finalmente, los resultados obtenidos permiten evaluar y comparar las prestaciones de los motores simulados a carga parcial: par, potencia y consumo específico.

Abstract

This work deals with the simulation of a reciprocating engine and its performance at part load. The selected base engine is a spark ignition one. First of all, a diversity of systems for load control has been reviewed with the idea of studying their impact on a possible fuel consumption and pollutant emissions reduction.

Thus, information has been collected on the performance and improvements of some load control strategies and engine breathing processes, such as exhaust gas recirculation, turbocharging system or tuned intake manifold. A study of the thermodynamic processes involved in the engine cycle (combustion, heat transfer, pressure variation, etc.) has been carried out, considering theoretical aspects as well as state of the art technologies effect. The objective is to quantify a possible fuel consumption and pollutant emissions reduction.

Finally, the assessment of the results allows for comparing performances for different technological implementation (mainly variable geometry intake manifold and turbocompressor) in terms of net power, torque and specific fuel consumption.

Introducción general

La contaminación ambiental global es, hoy en día, uno de los temas más discutidos por la sociedad. Una de las energías primarias más consumidas por la mayoría de los países es el petróleo, por tanto, será uno de los principales generadores de dióxido de carbono (CO_2). Este gas es el más abundante de los gases de efecto invernadero, aproximadamente un 90% del total.

El principal causante de emisiones de dióxido de carbono es la combustión de combustibles fósiles, sobre todo, mediante el sector transporte, el cual es el principal consumidor de petróleo en el mundo. Dentro del sector transporte el 90% es a través de las carreteras, siendo los automóviles, camiones y motocicletas los mayores generadores de emisiones de CO_2 y, los mayores contribuyentes al cambio climático.

Gracias a las medidas implantadas a nivel global y local, se han conseguido logros en cuanto a reducción de emisiones, pero queda un largo camino por hacer.

Este trabajo se enfoca en las reducciones de emisiones de CO_2 y, a su vez, una reducción de consumo. Se tratará de reducir dicho consumo especialmente a carga parcial, donde funcionan la mayor parte del tiempo los motores de automoción, y con peores prestaciones generalmente que cerca de la plena carga. Con este trabajo se buscará como reducir el consumo y las emisiones de motores alternativos de gasolina. Para ello, se simulará un motor de baja cilindrada y sus prestaciones, calculando especialmente su consumo a plena carga y a carga parcial. Con esto se evaluará diferentes estrategias de renovación de carga que consigan bajar el consumo. Igualmente, se hará hincapié en los beneficios que pueda aportar un sistema de la geometría variable en el tracto de admisión del motor.

Primero se realizará una investigación de varios tipos de sistemas de renovación de carga actuales: la distribución variable de las válvulas, la estrangulación en la admisión o la recirculación de los gases de escape, entre otros. Seguidamente se simulará el motor sin la introducción de ninguna de estas y más adelante, después de evaluar qué tipos de sistemas tendrían más efecto en el motor, se aplicarán y se realizarán simulaciones nuevas.

Por último, se comparan las prestaciones del motor, sin y con incorporación de tecnología avanzada en cuanto a renovación de carga, enfocándolo a la reducción de consumo, especialmente a carga parcial.

1 Introducción

1.1 Consumo mundial de energía primaria

La sociedad ha ido adquiriendo con los años, un modo de vida en el que la energía se ha convertido en uno de los bienes más preciados y necesarios, principalmente en los siglos XX y XXI.

La energía primaria es aquella que se puede extraer directamente de la naturaleza. Se puede agrupar en energías renovables, procedentes del sol, viento y agua; y las energías fósiles, es decir, el uranio, petróleo, gas natural y carbón.

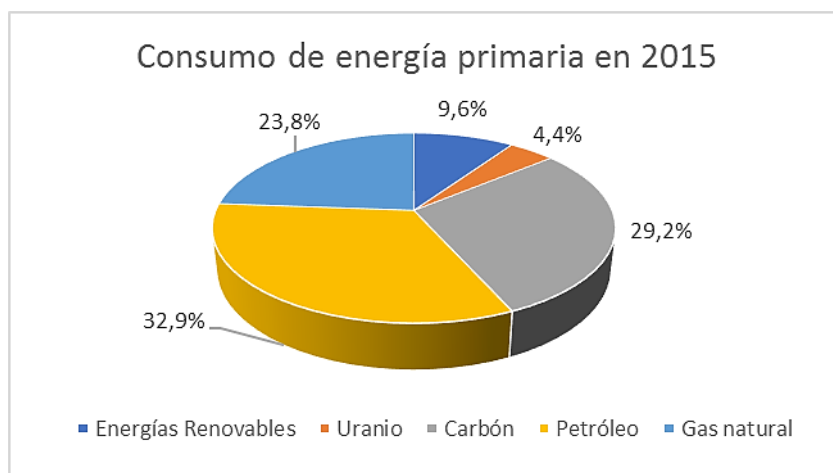


Figura 1.1: Consumo de energía primaria en el mundo en 2015; (Elaboración propia) [1]

Se puede observar, que el modelo de consumo se nutre de fuentes energéticas convencionales, es decir, las energías fósiles. El petróleo y sus derivados son los más consumidos con prácticamente un tercio del total, seguido del carbón con un 29.2%, el gas natural con otro 23.8% y, por último, las energías renovables con un 9.6% y la energía nuclear con un 4.4%.

Gracias al informe estadístico global de energía que realiza la empresa *British Petroleum* (BP) cada año, se puede hacer hincapié en el consumo específico de cada una de estas fuentes de energía.

El petróleo, con su amplia variedad de utilidades y transformaciones en energía útil explica su alto porcentaje de uso. Prácticamente la mitad de reservas de este combustible se sitúa en Oriente Medio. Pero a pesar de ser el mayor productor del mundo, no es el mayor consumidor, ocupando esta posición la zona de Asia Pacífico, seguido de cerca por América del Norte. Las gráficas mostradas a continuación ilustran estos hechos. [1]

PETRÓLEO

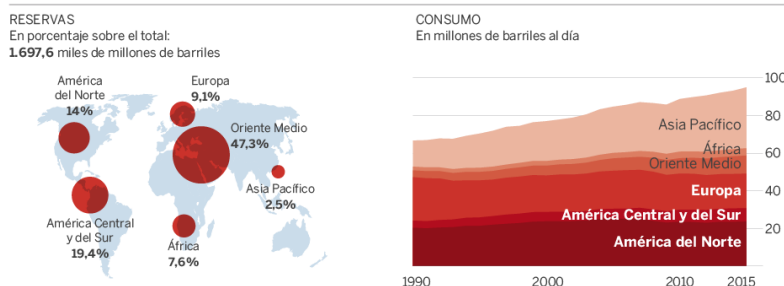


Figura 1.2: Reservas y Consumo de petróleo a nivel mundial en 2015; [1]

El carbón es extraído principalmente en Europa (Rusia y Europa del Este, sobre todo) con un 35%, seguido muy de cerca por Asia Pacífico (32%) y con un 27.5 % América del Norte. En cambio, el consumidor por excelencia con un 73% del consumo total mundial es Asia Pacífico.

El último combustible fósil destacable es el gas natural, que al igual que el petróleo ha disminuido su consumo ligeramente en 2015, según el “Informe estadístico global de energía” publicado en junio de este año por la empresa BP, *British Petroleum*. Gran parte de las reservas de gas se encuentran repartidas en Oriente medio (42.8%) y Europa (30.4%). [1]

CARBÓN

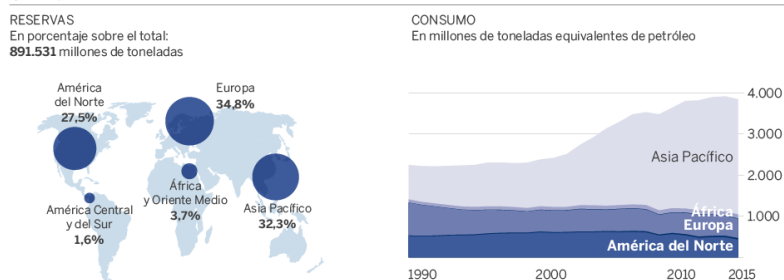


Figura 1.3: Reservas y Consumo de carbón a nivel mundial en 2015; [1]

GAS NATURAL

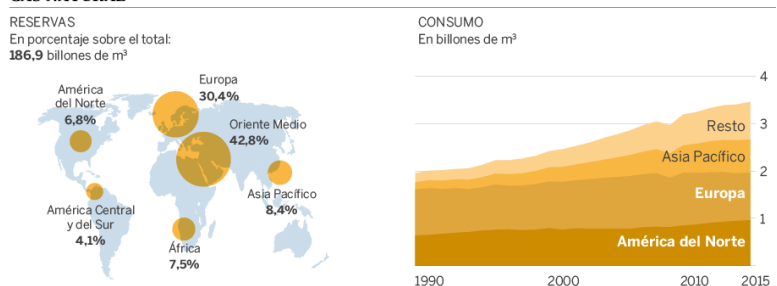


Figura 1.4: Reservas y Consumo de gas natural a nivel mundial en 2015; [1]

Por último, se encuentran las energías renovables y nuclear, cuyos datos de consumo en distintas partes del mundo se encuentra plasmado en la siguiente figura. Aunque no presenten un porcentaje importante dentro del consumo mundial, cabe destacar, que el nivel de utilización de la energía procedente de fuentes renovables, es decir, energías limpias, está incrementando año tras año, especialmente en los países desarrollados. Esto es producto del aumento de la conciencia en la sociedad por el medio ambiente y la lucha contra el cambio climático.

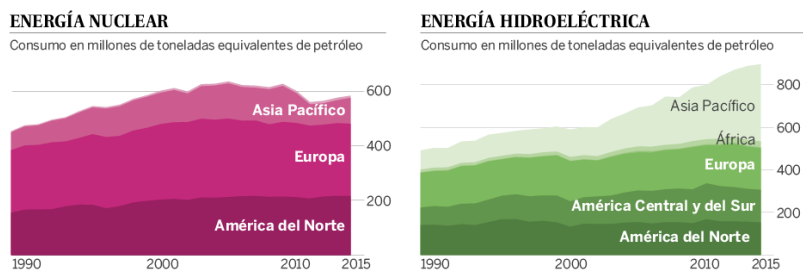


Figura 1.5: Consumo de energía nuclear e hidráulica a nivel mundial en 2015; [1]

1.2 Emisiones de CO₂ globales

Otro aspecto muy ligado a la actualidad, es el medio ambiente y el cambio climático. Año tras año, las emisiones de gases de efecto invernadero han ido incrementando a pesar de las medidas impuestas.

El dióxido de carbono (CO₂) es el gas más abundante entorno a un 90% del total de los gases de efecto invernadero. Esta cantidad tan elevada se debe a la combinación entre las emisiones que se producen por acciones de la naturaleza y por la acción de la actividad humana: sector industrial, sector residencial, uso del suelo, y transportes, debidas principalmente a la quema de combustibles fósiles.

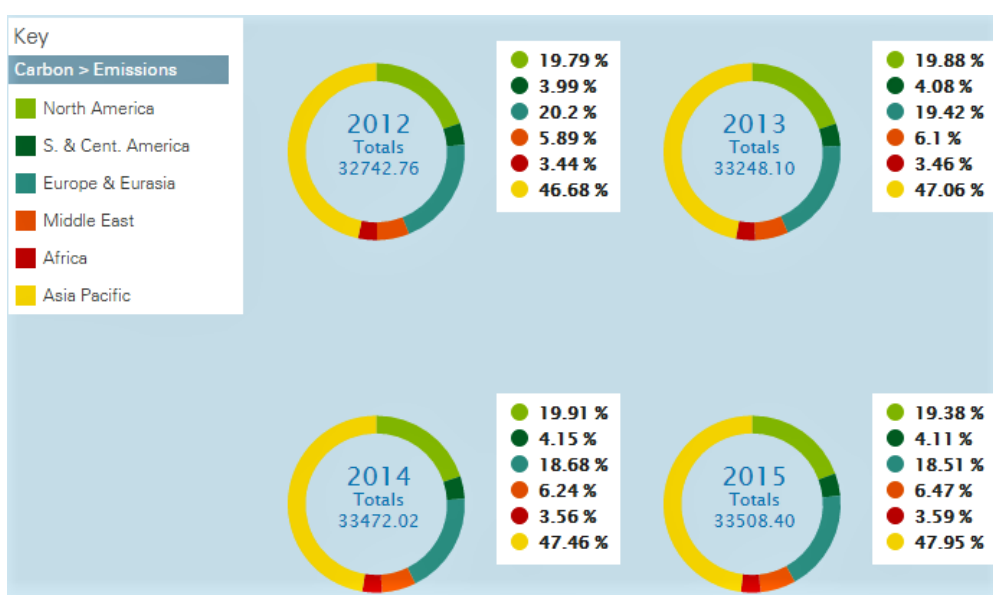


Figura 1.6: Emisiones de CO₂ entre 2012-2015 en millones de toneladas. [2]

La Figura 1.6 muestra los datos recogidos de las emisiones globales de CO₂, por la empresa BP. Estas emisiones han ido incrementando, pero con el dato positivo de que cada vez en menor cantidad. La región Asia Pacífico es el mayor contaminante en estos momentos, con casi el 50% del total de emisiones mundiales, principalmente por su demografía y desarrollo industrial.

Está directamente relacionado con lo visto en el consumo energético del petróleo y carbón, es decir, Asia Pacífica al ser el mayor consumidor de estas dos fuentes de energía, será el mayor emisor de CO₂ ya que se producen con su quema.

Aunque Europa ha conseguido positivamente reducir sus emisiones de CO₂, sigue siendo un aspecto en el que trabajar, y llevar a cabo numerosas medidas de reducción. [2]

1.3 Consumo de energía final y emisiones de CO₂ en España

La energía final es aquella energía refinada y apta para poder utilizarse en todos aquellos aspectos que la sociedad demanda. Este tipo de energía se debe utilizar de la manera más eficiente y con las medidas necesarias para una producción libre de contaminantes.

El observatorio del transporte y logística del Ministerio de Fomento español, cada año recoge datos sobre la movilidad, competitividad, sostenibilidad y logística de todos los ámbitos que afecta al sector transporte. En España, la energía primaria que más se consume es el petróleo con un 51% del total, y, por tanto, el mayor consumo de energía final es el sector transporte con un 39.4%. Al ser el sector más influyente en el país, será a su vez el que más emisiones de CO₂ produzca. El panorama en Europa es similar al del España como se puede observar en los porcentajes de la Figura 1.7.

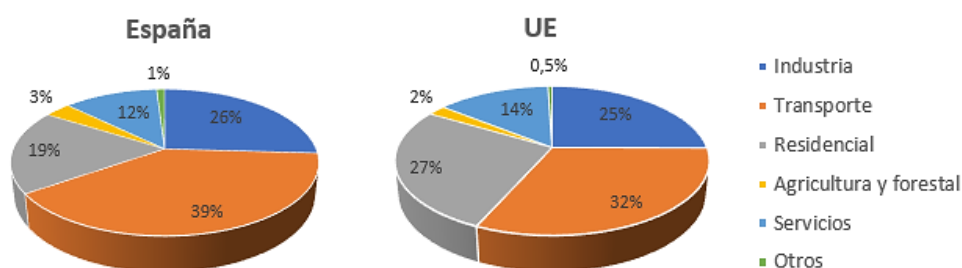


Figura 1.7: Consumo de energía final en los sectores en España y Unión Europea. *Elaboración propia;* [3]

El sector del transporte ha sufrido un descenso importante desde el 2007, año que alcanzó sus valores de consumo más altos y que coincidió con el inicio de la crisis económica. Ha sido a partir del 2014, cuando este sector ha vuelto a experimentar valores similares a 2007.

Dentro del 39.4% total del sector transporte encontramos varios porcentajes que representan los distintos medios de movilización. El transporte por carretera es el responsable de más del 90% del consumo de energía final del sector.

Dada la naturaleza de los combustibles, generalmente utilizados en este sector (fundamentalmente gasóleo y gasolina), las emisiones contaminantes y especialmente de gases de efecto invernadero, tiene un vínculo con el consumo energético más intenso que otros sectores. El transporte por carretera es el modo de transporte que genera más emisiones de CO₂. [3]

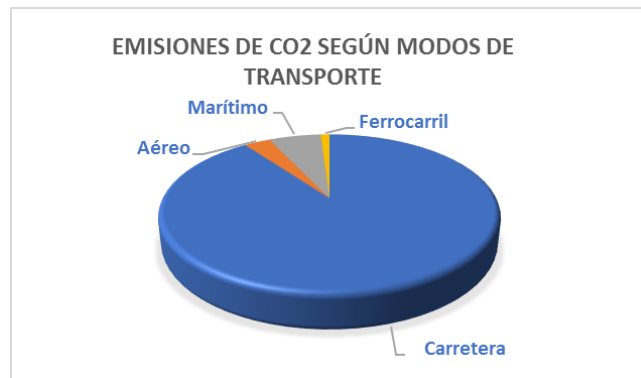


Figura 1.8: Emisiones de CO₂, modos de transporte. (Elaboración propia) [3]

1.3.1 Consumo específico en motores alternativos

El tipo de motores universalmente usado en transporte por carretera es el motor alternativo de combustión interna, por las buenas prestaciones que suele ofrecer a distintos regímenes de giro y grados de carga (posición del acelerador). Sin embargo, las prestaciones suelen ser óptimas a bajas vueltas y cerca de la plena carga. Fuera de este óptimo, o polo económico (resaltado con un punto verde), las prestaciones se degradan, especialmente en cuanto a consumo específico, tal y como se puede apreciar en la siguiente figura.

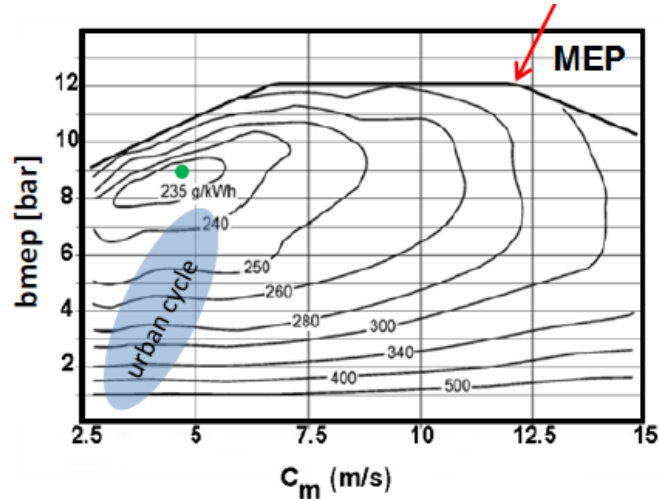


Figura 1.9: Contornos de consumo específico en g/kWh parcial de un motor alternativo de combustión interna. (bmep~grado de carga, cm proporcional al régimen de giro) [4]

No obstante, la zona de uso del mapa motor, especialmente en un ciclo de conducción urbano, se sitúa en la zona resaltada en azul, que corresponde al uso a carga parcial del motor. Como se puede apreciar, no coincide con el polo económico, implicando mayores emisiones de CO₂ pudiendo ser hasta un 50-100%.

Es de gran relevancia minimizar el consumo en las zonas habituales de uso del mapa motor, con el fin de mitigar la contaminación, especialmente en zonas urbanas.

Puesto que es difícil cambiar la forma de conducción de los conductores, con la simulación se busca mover el polo económico del motor a la zona de ciclo de conducción urbana. Consiguiendo este objetivo se llegaría a una reducción de consumo y emisiones globales de todos los motores de combustión interna alternativa.

2 Motivación, objetivos y metodología

2.1 Motivación

El sector del transporte, especialmente por carretera, es uno de los mayores contribuyentes al cambio climático por sus emisiones de dióxido de carbono (CO_2). Tratar de reducir el consumo de los motores permitiría, por lo tanto, reducir las emisiones de este gas, y limitar el impacto sobre la degradación del medio ambiente.

Por ello sería de gran importancia invertir en mejoras que puedan reducir el consumo y las emisiones. Al ser las carreteras (coches, camiones o motocicletas), el modo de movilidad que más energía consume y que más contamina, deberían de ser actualizados para que sus emisiones de CO_2 se reduzcan.

Este hecho motiva el presente estudio, centrándose en analizar y explorar métodos para reducir el consumo en motores alternativos, especialmente a carga parcial, cuando sus emisiones son más abundantes.

2.2 Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es simular un motor de encendido provocado (MEP), con una serie de prestaciones que consigan la reducción de su consumo específico y de sus emisiones contaminantes.

Se debe realizar una investigación de los diferentes métodos de regulación de carga existentes y, tras evaluar lo que aportarían al motor, introducirlas en la simulación.

La simulación del motor deberá ser un mapa completo de grado de carga y regímenes de giro, para ver en qué punto de consumo se encuentra. Tras analizar qué aspectos deberían ser mejorados del motor, se le añade a la simulación los sistemas de regulación de carga que se hayan considerado un aporte al objetivo principal.

De los sistemas escogidos deben ser sistemas realistas como, por ejemplo, un sistema de recirculación de gases de escape (EGR) con el que se consigue reducir emisiones o un sistema de sobrealimentación que permite conseguir mayor potencia de motor, para un consumo similar y, por tanto, emisiones menores ya que el ratio potencia emisiones reduce.

Al final del presente trabajo se deberá de concluir no solo en términos de consumo, que es lo que realmente se simula, sino también en términos de emisiones, aspecto directamente relacionado con el consumo específico del motor y su rendimiento.

2.3 Metodología

Tras finalizar los respectivos estudios y evaluaciones de los diferentes sistemas de renovación de carga, lo primero será realizar un estudio teórico del ciclo termodinámico sencillo del motor gasolina, para poder predecir o estimar las prestaciones de este.

Se llevará a cabo unas aproximaciones de carácter empírico sobre la combustión y la transferencia de calor que ocurren en el motor, durante el ciclo. Para ello, se deberá hacer un estudio de bibliografía.

Se modelará el rendimiento volumétrico del motor, ya que la potencia y el par del motor dependen de él. Se debe de estudiar los fenómenos que afectaría esta variable del rendimiento e implementarlo en la simulación para así modelarlo. Algunos de estos fenómenos son: los efectos de la resonancia en la admisión, las pérdidas de carga a través de las válvulas de admisión y escape y el efecto de la inercia de flujo por el retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA), el cual también requiere de un estudio bibliográfico.

Por último, se realiza una evaluación de las pérdidas mecánicas. Se analizarán a través de variables como la presión media resistente (PMR) o el rendimiento mecánico del motor.

3 Estrategias de regulación de carga en MEP

El proceso de regulación de carga tiene una gran influencia sobre las prestaciones de un motor de combustión interna alternativa (MCIA). En primer lugar, influye en la combustión producida en cada cilindro, además de la efectividad y capacidad de llenado de este. Por tanto, se verá afectado dos de los parámetros más importantes de un motor, el rendimiento efectivo del motor y a su potencia máxima. [5]

Esta potencia máxima del motor se puede definir como el producto de la cilindrada total del motor, formada por la cilindrada unitaria (volumen desplazado desde el PMS al PMI) y el número de cilindro que lo forma, y la presión media efectiva (T es el número de tiempos del motor, aquí típicamente T=4).

$$W = \underbrace{\frac{PME \cdot Q}{T \cdot \pi}}_{\text{Par}} \cdot \underbrace{\frac{2\pi n}{60}}_{\text{Velocidad angular}}$$

También se puede decir que la potencia máxima es el par motor por el régimen de giro, como se puede ver en la ecuación.

La presión media efectiva (PME) es la presión constante producida a lo largo del proceso de expansión y que producirá un trabajo igual al trabajo efectivo. Este parámetro es de suma importancia ya que determina la carga del motor.

$$PME = \rho_{ad} \eta_{v,e} F_R F_e L_i \eta_i \eta_m$$

Existen varios métodos que consiguen variar la PME, mediante la variación de algunos de los parámetros de los que este depende. Por ejemplo, la densidad en la admisión (ρ_{ad}) se puede variar turbo alimentando el motor. En cambio, otra posibilidad consiste en variar el rendimiento volumétrico ($\eta_{v,e}$).

Centrándose en la variación del rendimiento volumétrico, se puede mencionar hasta 3 métodos distintos a llevar a cabo: regulación del flujo de aire que se introduce en la admisión mediante una válvula de mariposa, el retraso en el cierre de admisión (RCA) y, por último, la recirculación de los gases de escape (EGR).

La renovación de carga no solo va a tener un papel muy importante en la regulación de la carga de un motor, sino que también va a tener un gran impacto en las emisiones sonoras y gaseosas, producidas durante el ciclo termodinámico. Estos aspectos también se tendrán en cuenta a la hora de seleccionar que métodos se emplearán para regular la carga en el motor a simular.

3.1 Estrangulación en la admisión

La estrangulación en la admisión es un proceso llevado a cabo por un tipo de mecanismo cuyo objetivo, es la regulación de la cantidad de masa introducida en el interior de los cilindros del motor. De esta regulación dependerá la cantidad de masa de aire que reaccionará con el combustible inyectado, para producirse la combustión en el motor.

El mecanismo ampliamente utilizado para esta regulación es la válvula de mariposa. Ha sido el más utilizado a largo de la historia en los vehículos de motor gasolina (motores de encendido provocado). Es un tipo de válvula que posee una placa con un movimiento giratorio entorno a un eje, favoreciendo o impidiendo el paso del aire mediante la modificación del ángulo de apertura, entre la placa y el área de paso del colector.



Figura 3.1: Válvula de mariposa. [6]

Cuando se encuentra en posición de apertura, la presión del sistema de admisión es cercana a la atmosférica, dejando pasar el aire al interior del cilindro, mientras que cuando se cierra, se reduce la presión a un estado de vacío que conlleva una reducción de la densidad y, por ello, la masa admitida al cilindro.

Su instalación conseguirá una regulación del rendimiento volumétrico y de la proporción de masa de aire y combustible admitida, permitiendo regular la carga del motor quemando más o menos combustible. [6] [7]

3.2 Distribución variable

3.2.1 Diagrama de la distribución

Las válvulas de admisión y de escape, en la realidad, no suelen abrirse en el momento en el que el pistón se encuentra en el punto muerto superior o inferior, sino que su apertura se realiza a cierto ángulo de giro del cigüeñal. Este ángulo puede ser, o bien antes, o después del punto muerto correspondiente. Esta posibilidad de ajuste de apertura o cierre de las válvulas da lugar a una optimización del llenado o vaciado del cilindro.

Estos cambios de ángulos suelen ser representados con un llamado diagrama de distribución, que señala el esquema de las dos vueltas que constituyen el ciclo del motor de cuatro tiempos,

en el que se marcan esos momentos de apertura o cierre de válvulas. El diagrama de distribución está determinado por cuatro ángulos que son los siguientes: Avance a la apertura de la admisión (AAA), Retraso al cierre de la admisión (RCA), Avance a la apertura del escape (AAE) y Retraso al cierre del escape (RCE).

En la Figura 3.2 viene ilustrado la forma más común de representar los distintos eventos del diagrama de distribución (un gráfico y un esquema representando las dos vueltas que tiene el ciclo del motor de 4 tiempos). [5]

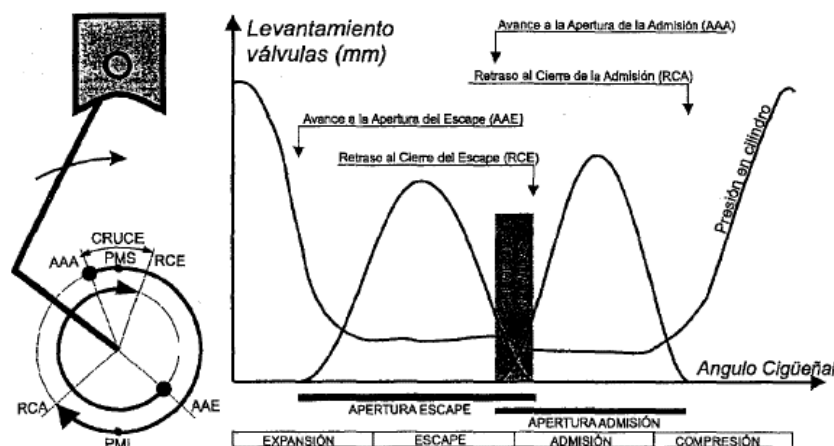


Figura 3.2: Representación gráfica de los eventos del diagrama de distribución; [5]

En las pipas de admisión y de escape se debe tener en cuenta un fenómeno, el cual tiene una gran influencia sobre los eventos característicos que se acaban de mencionar, que se denomina efecto de inercia. La inercia influye sobre el llenado o vaciado del cilindro y se define como la relación entre la energía cinética del fluido, en la pipa de admisión o escape, y el volumen desplazado.

Este parámetro de inercia va a tener mayor impacto en los momentos en los que el motor trabaje a altas revoluciones, debido a que la inercia varía con el cuadrado de la velocidad lineal del pistón. Otro parámetro que afecta a este fenómeno es el diámetro de las pipas, ya que una reducción del diámetro puede producir un aumento proporcional del parámetro de inercia.

El diagrama de distribución también depende de la velocidad de apertura de las válvulas. Las válvulas no se abren instantáneamente, sino que dependen de un accionamiento mecánico. Son las limitaciones de estos mecanismos los que provocan que se tengan que adelantar los eventos de apertura, con respecto al punto muerto correspondiente, mientras que los cierres se deben de retrasar, para que los periodos de apertura efectiva se correspondan con las carreras de admisión y escape. Por ello se habla siempre de un avance a la apertura (AA) y un retraso al cierre(RC). [5]

A continuación, se explicará la influencia de uno de los fenómenos característicos del diagrama de distribución, ya que se introducirá un sistema artificial de este en la simulación y debe de ser explicado. Este evento es el retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA). Es un proceso que se encuentra directamente relacionado con el cruce de válvulas, es decir, el periodo en el que

las válvulas de admisión y de escape se encuentran abiertas simultáneamente. Por tanto, decir que el RCA estará relacionado con el adelanto a la apertura de la admisión (AAA). Este cruce de válvulas se produce en el momento en el que el pistón se encuentra en el punto muerto superior, a una distancia entre pistón y culata es mínima. [5]

3.2.2 Influencia del retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA) en el llenado

Como podemos ver en la Figura 3.2, el retraso al cierre de la válvula de admisión se produce al inicio de la carrera de compresión. Se realiza en este punto del ciclo y no durante la admisión debido a que al final de la admisión, aun cuando la velocidad del pistón se reduce cerca del PMI, sigue entrando flujo al cilindro si su velocidad en la pipa de admisión sigue siendo suficiente.

Podemos decir que a mayor régimen de giro es mejor tener RCA mayores, para poder aprovechar los efectos de la inercia del flujo. Pero en cambio, a bajo régimen de giro será más ventajoso reducir el RCA, para así evitar reflujos hacia la admisión. [5]

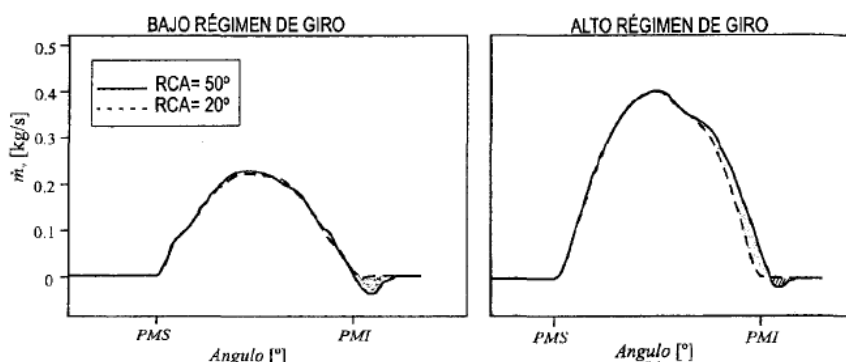


Figura 3.3: Gasto instantáneo en la válvula de admisión a bajo y alto régimen de giro; [5]

En el caso de haber un bajo régimen de giro y, por ello poca inercia, si el RCA se produce mucho después del PMI se producirán reflujos desde el cilindro a la pipa, justo en el momento que empieza el pistón su carrera ascendente (el reflujo se encuentra sombreado en la gráfica de la izquierda de la Figura 3.3). Por tanto, la consecuencia es que parte del aire introducido durante la carrera de admisión sale del cilindro reduciéndose el rendimiento volumétrico.

A alto régimen de giro se puede apreciar que a mayor RCA entra más cantidad de caudal de aire al cilindro antes del PMI. Esto se debe a que, al retrasar el RCA será mayor el levantamiento de la válvula en esa fase (zona sombreada de la gráfica de la derecha de la Figura 3.3). También es posible que el aire siga entrando después del PMI, debido a la inercia del flujo. Por último, decir que un aumento del gasto másico en la última fase de la admisión, incluso compensa que poco antes del cierre de la válvula puedan aparecer pequeños reflujos (zona rayada de la gráfica de la derecha de la Figura 3.3). [5]

3.2.3 Regulación de carga con distribución variable

Para poder optimizar el diagrama de distribución, se sabe que este depende principalmente del régimen de giro y, por tanto, para poder optimizarlo a alto régimen de giro se debe de utilizar un diagrama de distribución abierto (ángulos de retrasos y avances a cierres y aperturas grandes respecto de sus puntos muertos respectivos) y para privilegiar a bajas revoluciones el diagrama tiene que ser cerrado (ángulos de retrasos y avances a cierres y aperturas pequeños respecto de sus puntos muertos respectivos). Con el objetivo de poder optimizar el diagrama, independientemente del punto de funcionamiento del motor, existen diferentes sistemas que permiten modificar algunos de los eventos del diagrama y uno de ellos es el sistema conocido como distribución variable.

Los primeros sistemas de distribución variable realizaban una desactivación de las válvulas de un motor multiválvulas, a bajo régimen de giro o carga. Consegúan una reducción de la sección efectiva disponible, en situaciones con un reflujo importante por falta de inercia en los gases. Otro tipo de sistemas de distribución eran aquellos que permitían modificar el calado angular de las levas, consiguiendo una modificación en los eventos de apertura y cierre de válvulas. En los últimos tiempos están apareciendo sistemas que permiten modificar de forma independiente los cuatro eventos del diagrama de distribución y el levantamiento máximo. Con ello consiguen optimizar para cualquier punto de funcionamiento del motor. [5]

Entre todos los tipos que existen, a continuación, se detallan dos tipos de regulación de carga con sistema de distribución variable llamados LIVC “Later Intake Valve Closing” y EIVC “Early intake Valve Closing”.

3.2.3.1 Later Intake Valve Closing

El sistema LIVC o también conocido como “Late Intake Valve Closing”, consiste en un retraso exagerado del cierre de la válvula de admisión, dejando el resto de ángulos de distribución fijos. Este retraso dará lugar a un reflujo de la masa de aire introducida en el cilindro. La explicación de este suceso es que al situarse la válvula de admisión en una posición de apertura, en el momento que se inicia la etapa de compresión, una parte de la masa de aire introducida es expulsada de nuevo al colector de admisión, limitando así la masa de aire fresco carburado que entra en el cilindro.

Hay publicaciones que indican que este sistema es capaz de mejorar la eficiencia del motor a carga parcial, pero también indica que no es adecuado utilizarlo como única estrategia de regulación de carga. Esto se debe a que cuando la necesidad de aire es muy baja, la válvula de admisión se tiene que cerrar en un instante próximo al inicio de la combustión, obteniéndose en estos casos una etapa de compresión prácticamente inexistente, comprometiendo la combustión. Al retrasar la etapa de compresión puede desencadenar un retraso en el inicio de la combustión ideal. [8]

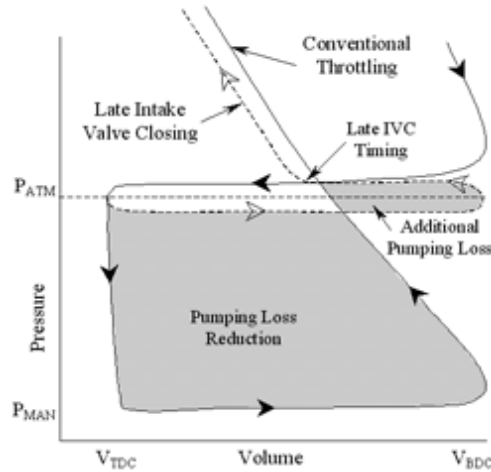


Figura 3.4: Diagrama P-V de la influencia del sistema LIVC. Énfasis puesto en el bucle de baja y comparación con un sistema por estrangulamiento como mariposa de gases. [8]

3.2.3.2 Early Intake Valve Closing

En vez de haber un retraso en el cierre de la válvula, también existe un sistema que provoca un adelanto exagerado del cierre de la válvula de admisión. Este sistema se denomina EIVC o también conocido como “Early Intake Valve Closing”. Con este sistema se consigue cerrar la válvula en el momento que se introduce toda la cantidad de aire fresco necesario, llegando a producirse en algún momento en el que el pistón se encuentre en carrera de descenso. En este caso al quedarse el aire encerrado en el cilindro en un momento en el que el pistón sigue descendiendo, este aire se va expandiendo, disminuyendo su presión hasta el instante en el que el pistón empieza a ascender.

Por tanto, la etapa de compresión se inicia a una presión más baja que la de admisión, obteniéndose un trabajo neto menor que el producido a plena carga. Este sistema a diferencia del LIVC sí que ofrece un control total de carga, sin haber un límite de reducción de masa de aire. [8]

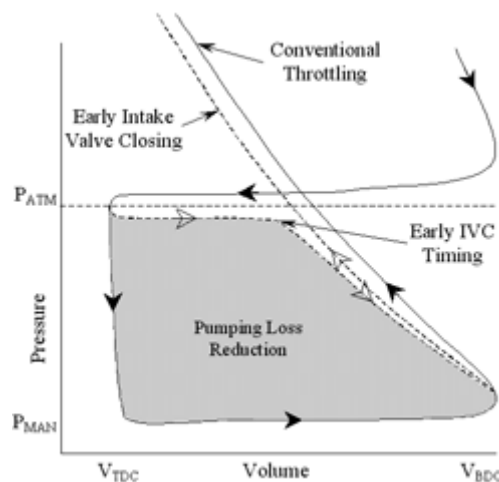


Figura 3.5: Diagrama P-V de la influencia del sistema EIVC. Comparación con un sistema con mariposa de gases. [8]

3.2.4 Sistemas de distribución variable

El sistema VANOS también conocido como “Variable Nockenwellen Steuerung” o separación variable del árbol de levas, es un tipo de sistema de distribución variable que emplea la marca BMW.

Este sistema modifica los momentos de apertura y cierre de las válvulas, con respecto a la posición del pistón según el régimen de giro del motor, optimizando el sincronismo y obteniendo un mejor rendimiento. Su funcionamiento se basa en el contacto del árbol de levas con la cadena de distribución, con la ayuda de una pieza intermedia, que se encargará de la variación de la posición relativa del árbol respecto al piñón por el que pasa la cadena de distribución. El sistema se caracteriza principalmente por variarlo en los instantes de apertura y cierre de las válvulas.

Para que este sistema funcione perfectamente se necesita un sistema de gestión electrónica del motor. Este sistema está formado por un electroimán conectado a una válvula de 4 vías y un pistón hidráulico, que admite alternativamente la presión del aceite del sistema de engranaje del motor, para cambiar la posición del árbol de levas. En el pistón se encuentra un eje dentado montado sobre rodamiento de baja fricción, que transforma la carrera del pistón por medio de un dentado helicoidal en un giro del árbol de levas con relación a la rueda dentada accionadora. Con este sistema se consigue lograr disminuir el tiempo de apertura de las levas de admisión de 240 grados a 228 grados, pero sin reducir el rendimiento máximo del motor. [9]



Figura 3.1: Sistema de distribución VANOS. [9]

Otro sistema de distribución es el sistema VVTI-i conocido como “Variable Valve Timing & Lift - Intelligent” y es un sistema utilizado por la marca Toyota. Este mecanismo controla los tiempos de distribución, la alza de la leva mediante dos estados de funcionamiento y, por último, controla los árboles de levas de admisión y de escape.

Este sistema contiene un balancín, el cual acciona las dos válvulas de admisión al mismo tiempo y dicho balancín es accionado a su vez por dos levas de perfiles diferentes, uno más suave que

el otro. El apoyo del perfil de leva agresivo es un bulón, al cual, se le permite un cierto desplazamiento mientras que no se active un tope, el cual se acciona hidráulicamente.

Cuando el motor se encuentra funcionando a bajas o medias revoluciones por minuto, el tope no se encuentra accionado y, por tanto, el bulón sube y baja, de manera que el perfil de leva agresivo no acciona el balancín. En este caso las válvulas serán accionadas por el perfil de leva suave. [10]

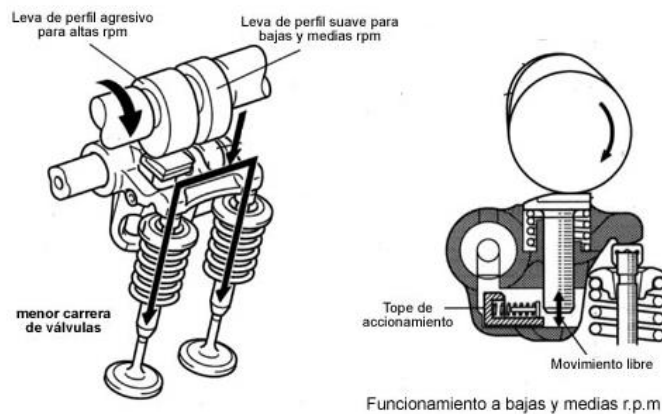


Figura 3.6: Funcionamiento del sistema VVTI-i a bajas y medias revoluciones. [10]

En cambio, a altas revoluciones por minuto, la unidad de control electrónica acciona la válvula hidráulica, se bloquea el bulón y es ahora el perfil de leva agresivo el que acciona las válvulas, consiguiendo un diagrama de distribución característico de motores rápidos. [10]

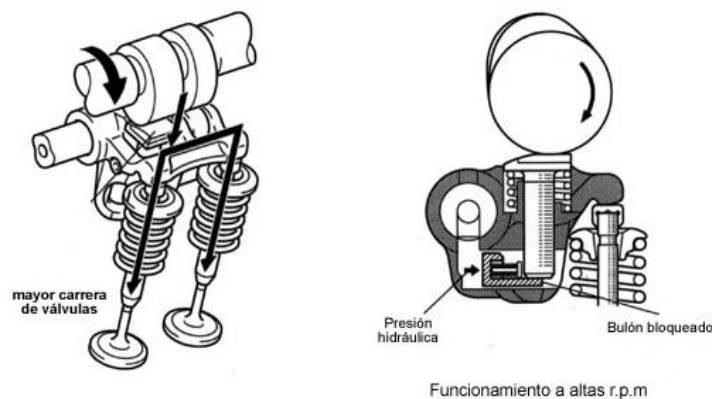


Figura 3.7: Funcionamiento del sistema VVTI-i a altas y medias revoluciones. [10]

3.3 Combustión estratificada

Clásicamente, para lograr una buena combustión de la mezcla aire/gasolina en motores MEP, se requiere un dosado cercano al estequiométrico. El dosado se define como la relación entre la cantidad de combustible inyectado y la masa de aire introducida en el cilindro.

Dependiendo de en qué momento de funcionamiento se encuentra el motor, su dosado tendrá un valor mayor o menor, es decir, la necesidad de más combustible o menos combustible y al igual que con la cantidad de aire, variará en función de la potencia necesaria en ese momento. Cuando el motor funciona a carga parcial se busca una mezcla estratificada, mientras que, si la exigencia es de una potencia máxima, un estado de plena carga, la mezcla será homogénea.

Una mezcla estratificada es el tipo de mezcla de combustible y masa de aire que normalmente se busca cuando el motor se encuentra a carga parcial. Para lograr esta mezcla es necesaria una inyección localizada del combustible en el interior del cilindro. Se inyecta, en este caso gasolina, directamente en la cámara de combustión lo más próximo posible a la bujía, consiguiendo así una mezcla rica en las proximidades de la chispa, y una mezcla con un dosado más pobre a medida que se aproxima a las paredes del cilindro. La mezcla es entonces globalmente pobre. Es necesaria la estratificación del combustible para lograr mezclas pobres (dosado relativo entre 0.3 y 0.4)

El proceso para la formación de esta mezcla comienza en la carrera de admisión. Durante esta primera etapa, el aire proviene del conducto de admisión y se introduce en el interior del cilindro. La masa de aire entra en contacto con la superficie del pistón cóncava y rebota en forma de un potente flujo giratorio, movimiento conocido como “tumble”. [11] [12]

Durante la etapa de compresión, en el momento que el pistón se encuentra en la parte final de la compresión, es decir, cerca del punto muerto superior (PMS), el combustible es inyectado a alta presión siguiendo una espiral muy cerrada. El movimiento del aire y su elevada densidad, facilita el confinamiento del combustible cerca de la bujía.

Finalmente, la bujía produce la chispa y el producto de la combustión es retenido por el pistón. Se podría observar un dosado más alto y rico en las proximidades de la bujía y un dosado más pobre cerca de las paredes del cilindro. [12]

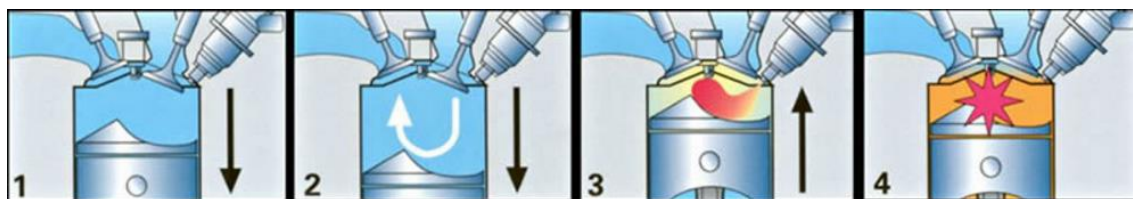


Figura 3.8: Proceso de formación de una mezcla estratificada. [12]

La mezcla homogénea, sin embargo, se necesita cuando los regímenes son más elevados, cuando se exige potencia al motor. La inyección del combustible es adaptada automáticamente de tal manera que este inyecte la gasolina en la etapa de admisión. Debido a unas determinadas leyes termodinámicas, se produce un aumento del llenado de los cilindros y una disminución de la temperatura de la compresión. Esto provoca unos efectos secundarios, muy positivos, que se manifiestan produciendo unos valores elevados de potencia y par motor.

Al inyectar el combustible en la etapa de admisión se crea un efecto de refrigeración, donde el inyector de alta presión cambia su forma de funcionamiento a este modo de alimentar el combustible, mediante un chorro largo en forma de cono, para conseguir una dispersión en el cilindro. Este efecto de refrigeración evita la creación de detonaciones o combustión

espontánea en el cilindro, que puede llegar a producirse cuando el motor se encuentra con un elevado calentamiento y una relación de compresión alta. [12]

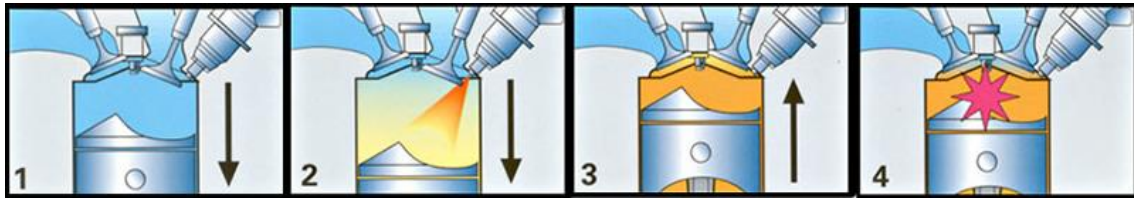


Figura 3.9: Proceso de formación de una mezcla homogénea. [12]

Existen unos sistemas de inyección que además de tener los dos modos operativos de carga estratificada y carga homogénea, incluye un tercer modo de funcionamiento denominado carga homogéneo-pobre.

Este modo de funcionamiento se localiza entre el modo estratificado y el modo homogéneo, es decir, el motor trabajará en este modo homogéneo-pobre durante la transición entre el modo estratificado y el modo homogéneo.

Se inicia al igual que el modo estratificado, con la válvula de mariposa completamente abierta y la chapaleta del colector de admisión cerrada. Esto consigue la reducción de las pérdidas por estrangulamiento y consigue un flujo más intenso de aire en el cilindro. Cuando el aire ya está dentro del cilindro, se inyecta directamente en el interior una cantidad proporcional de combustible. Al ser este momento de inyección en un momento tan temprano, permite disponer de más tiempo para la formación de la mezcla y un reparto homogéneo de esta por toda la cámara de combustión. Al ser un reparto homogéneo, el momento de encendido se puede producir en cualquier instante, ya que la combustión se va a realizar perfectamente en cualquier punto de la mezcla. [13]

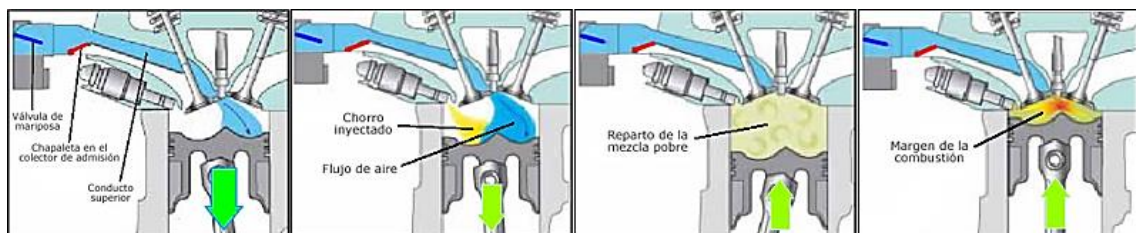


Figura 3.10: Proceso de formación de carga homogéneo-pobre. [13]

3.4 Recirculación de gases de escape (EGR)

La recirculación de gases de escape o también conocido como EGR (Exhaust Gas Recirculation), puede definirse como una técnica de reducción de emisiones gaseosas de óxidos de nitrógeno (NO_x).

El sistema funciona reintroduciendo el gas quemado, que ha sido expulsado del cilindro mediante la válvula de escape, a la cámara de combustión de este de nuevo. Esta técnica

contribuye al incremento de la cantidad de gas inerte en el motor, un gas que no participa en la combustión, pero sí que provoca una reducción de temperatura local en el cilindro. Esta reducción de temperatura consigue una reducción en la emisión de NO_x , ya que su formación es sensible a la temperatura. [14]

Existen principalmente dos tipos de sistema EGR, dependiendo del lugar de extracción de los gases a recircular:

- **EGR interno:** Este tipo de EGR cuenta con la ventaja de necesitar un sistema constructivo simple, sin necesidad de un salto de presiones entre escape y admisión para poder llevar a cabo su cometido. Esta tarea se basa en el aprovechamiento del reflujo producido en las válvulas (especialmente en el cruce), para atrapar una cierta cantidad de gases residuales en el cilindro. Uno de los posibles sistemas presenta un perfil modificado de las levas de escape que permite que se reabran durante la carrera de admisión en un punto en el que la presión de escape es superior a la del cilindro, devolviendo así parte de los gases al cilindro.

Este proceso a pesar de mostrar un resultado positivo en cuanto a la disminución de NO_x , siendo un sistema simple y económico, muestra inconvenientes a tener en cuenta. Uno de estos aspectos negativos se debe a que las altas temperaturas del gas recirculado, provoca una reducción de forma notable de la masa admitida, necesitando mayores presiones de sobrealimentación. Otro aspecto es la nula o escasa capacidad de regulación de gases, que tiene este sistema tan simple, por lo que necesitaría la introducción de un sistema de distribución variable, para un correcto funcionamiento del circuito de EGR interno. [14]

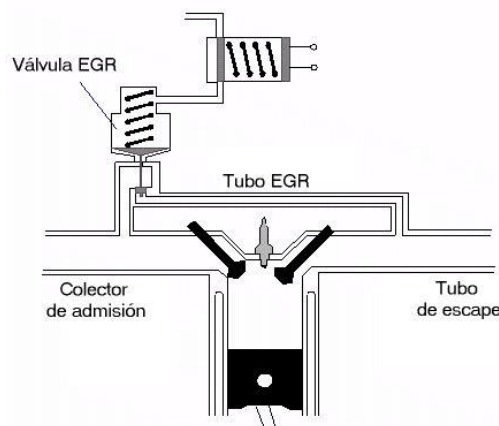


Figura 3.11: EGR interno. [15]

- **EGR externo:** consiste en un circuito compuesto por una serie de conductos y válvulas utilizados para recircular, de forma dosificada, parte de los gases procedentes de un punto del escape del motor, al colector de admisión de este. Se consigue de esta manera comunicar ambas zonas del motor (admisión y escape), aprovechando así la mayor presión del escape para recircular los gases. Es de gran importancia la correcta elección de los lugares de toma y descarga del gas, ya que el salto de presión entre ambos puntos determinará en gran medida el gasto máximo recirculado.

Este tipo de EGR necesita una válvula para limitar la cantidad de gas que se introduce en el colector de admisión. Esta necesidad se debe a que una cantidad elevada de este gas puede provocar que no se llegue a dar lugar la combustión, y que desencadene un fallo en el motor. El máximo permisible de EGR sin perjudicar demasiado a la combustión en MEP es del orden de 15–20%. [14]

Dentro del EGR externo encontramos dos tipos según los puntos donde se extrae o suministra el gas de recirculación:

- **EGR de alta presión:** Este tipo de sistema es utilizado sobre todo para aquellos motores sobrealimentados. Consiste en recircular el gas a una presión superior a la atmosférica y, para ello, se recoge el gas aguas arriba de la turbina hasta un punto después del compresor o del intercooler. En ocasiones se pueden producir reflujos debido a que la presión en la admisión puede ser superior a la del colector de escape. Para evitar que se produzca este inconveniente, se suele emplear el sistema de estrangulación en la admisión entre otros. [14]

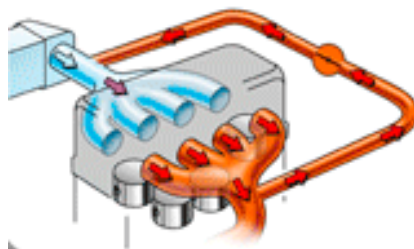


Figura 3.12: EGR de alta presión. [16]

- **EGR de baja presión:** La diferencia principal con respecto al tipo anterior, es que el gas es extraído aguas abajo de la turbina y expulsado justo en la entrada del compresor. Se realiza así para poder aprovechar la depresión que genera el compresor. No se puede producir un reflujo debido a que la presión en el escape es mayor que en la entrada del compresor. Es necesario la utilización de sistemas auxiliares, ya que la diferencia de presiones entre la extracción y la descarga es insuficiente para que el proceso se pueda llevar a cabo. Se suele utilizar una válvula de contrapresión en el escape o una válvula de estrangulamiento en la admisión. [14]

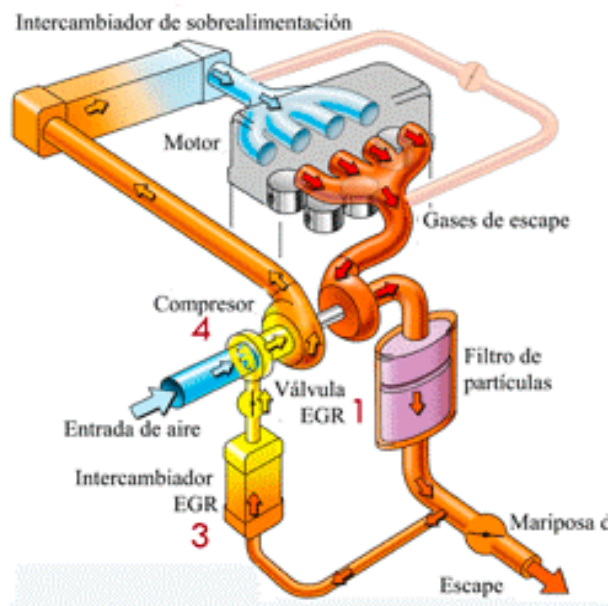


Figura 3.13: EGR de baja presión. [16]

3.5 Influencia del “Downsizing”

La estrategia del Downsizing consiste en la realización de una serie de modificaciones localizadas en el motor, de manera que sigan ofreciendo las mismas prestaciones que sin ellas, pero consiguiendo una reducción de tamaño, de emisiones y de consumo de combustible.

Consiste principalmente en una reducción en el tamaño del motor a través de la disminución de su cilindrada, mejorando la potencia y eficacia del motor inicial. Para poder realizar esta reducción se incorpora un turbocompresor que sobrealimenta el motor. Este utiliza los gases de escape que normalmente se pierden, para impulsar aire más comprimido en el motor y dar un impulso a la potencia del motor.

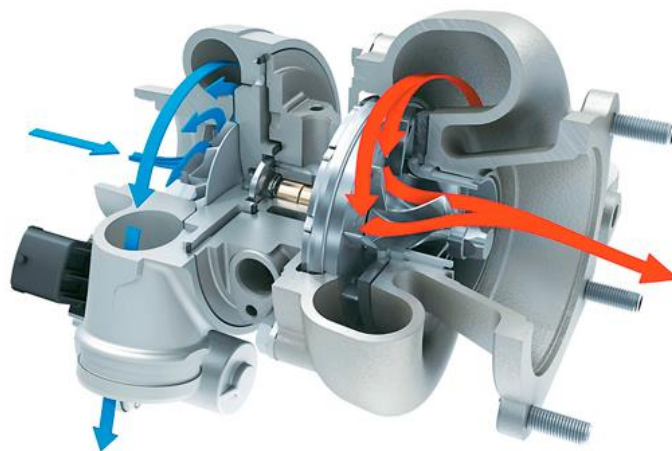


Figura 3.14: Turbocompresor de coche para downsizing. [17]

La Figura 3.14 muestra los componentes que forman el turbocompresor: la turbina señalizada en azul y el compresor en rojo.

Los gases de escape generados en la combustión del cilindro, salen y entran a la turbina, transmitiendo una energía que consigue rotar los álabes localizados en el interior de ella. Esto produce un movimiento rotario en el eje que une la turbina y el compresor, transmitiendo así la energía al compresor. El compresor comprime el aire frío proveniente de la atmosfera, aumentando su presión y su densidad. El aire comprimido es inyectado finalmente al colector de admisión del cilindro. [17]

Debido a la compresión del aire se produce un calentamiento de este, provocando el inconveniente de tender a reducir la densidad del aire en el proceso. Por lo tanto, se necesita enfriar el flujo antes de inyectarlo en el cilindro, lo que le dará una mayor densidad y mejor eficiencia a la hora de inyectarlo. El elemento que se encarga de enfriarlo es un postenfriador o “intercooler”.

Este sistema formado por un turbocompresor y un postenfriador se encarga de turbo alimentar el motor, por lo que, constituye el sistema de turbo alimentación de un coche para conseguir más potencia.

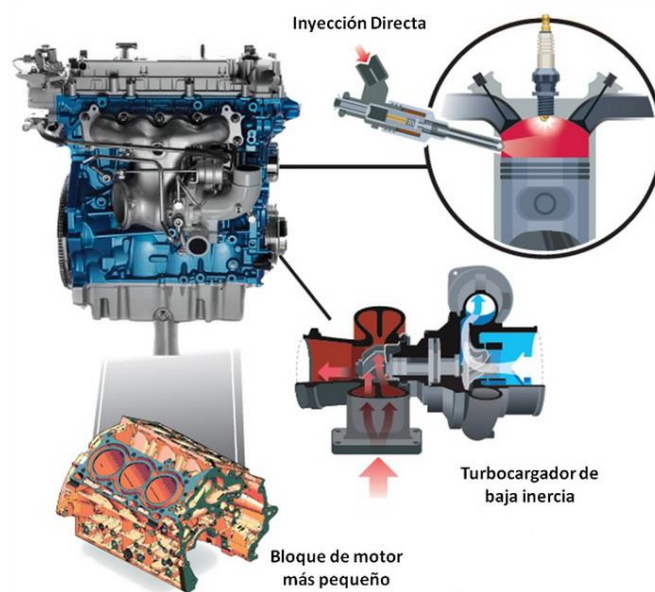


Figura 3.15: motor con sistema downsizing y sus sistemas auxiliares para su realización. [18]

Una de las ventajas del downsizing es que al reducir el tamaño del motor se reducen las pérdidas mecánicas (menos área de fricción y menos masas que mover). Por otro lado, aumentar la densidad del aire al comprimirlo, permite aumentar la masa admitida al cilindro y posibilita quemar más combustible, lo que aumenta la potencia del motor. Por tanto, un motor turboalimentado puede presentar la misma potencia que uno de mayor cilindrada sin sobrealimentar, además de ofrecer un mejor rendimiento por la reducción de las pérdidas mecánicas a misma potencia. [19] [20]

Con este proceso se consigue también una reducción de consumo y de las consiguientes emisiones. En cuanto a las emisiones se puede destacar adicionalmente la reducción de los

hidrocarburos (HC) inquemados, gracias a la reducción de la temperatura de los gases, en la entrada y en la superficie alejada de la bujía. Esta disminución consigue que haya mayor porcentaje de flujo quemado. También se reduce el monóxido de carbono (CO) a carga parcial y las emisiones de CO₂.

Un ejemplo de motores con este tipo de estrategia son los motores Ecoboost de Ford. Este motor ha sido premiado por su gran rendimiento y bajo consumo. Ford ha conseguido sacar al mercado un motor de 1 litro con una potencia de 140cv, equivalente a lo que antes era un motor de gasolina de 1.6 litros. Han reducido un motor de 4 cilindros en uno de 3 como se puede ver a continuación en la Figura 3.16. [21]

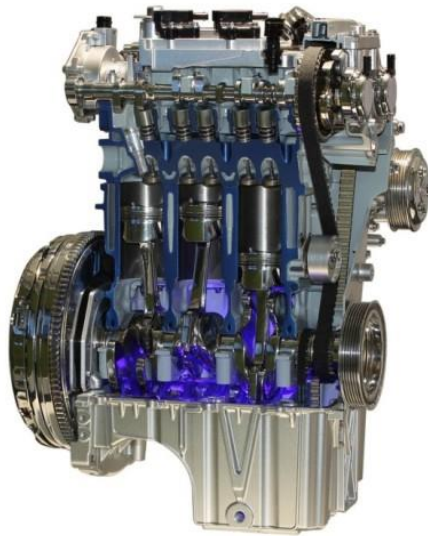


Figura 3.16: Motor tricilindrico Ecoboost de Ford. [21]

3.6 Geometría variable colector de admisión

La frecuencia de las ondas de presión en el colector de admisión, generadas por la apertura o cierre de las válvulas, debe de sincronizarse con las revoluciones de motor. Para poder regular esta sincronización se encuentran diferentes sistemas, los relacionados con el control del tiempo de apertura de las válvulas (distribución variable) y un sistema de geometría variable del colector de admisión.

La frecuencia de las ondas de presión dependerá de la longitud del colector. Cuando el colector tiene una longitud grande, más extensas serán las ondas siendo el tiempo para rebotar mayor y las frecuencias alcanzadas más bajas. En cambio, si la longitud del colector es corta la frecuencia de las ondas será mayor, debido a que el recorrido que tienen que hacer es más reducido. Como resultado, un colector de admisión de mayores dimensiones conduciría al motor a tener un comportamiento sobrealimentado a bajas revoluciones, mientras que, si el colector es corto, el motor estará sobrealimentado a altas revoluciones. Lo ideal sería una geometría variable del colector para conseguir el mayor rendimiento del sistema para cualquier longitud.

Este funcionamiento óptimo es posible mediante un sistema conocido como “Variable Intake Manifold” (VIM), cuyo objetivo principal es conseguir aumentar la curva de par motor para darle

una mejorar la flexibilidad al motor. Este sistema ofrece entre dos o más etapas de configuración de admisión para cubrir diferentes velocidades del motor. Una de las principales ventajas frente a otros sistemas con el mismo objetivo es su precio abaratado. Rara vez se utiliza este sistema en motores que ya se encuentran sobrealimentados con un sistema de turboalimentación. Existen dos tipos de sistemas de geometría variable del colector de admisión, uno variando la longitud del colector y otro utilizando el fenómeno de la resonancia del fluido en la admisión. [22]

3.6.1 Variable Length Intake Manifold (VLIM)

Este sistema consiste en la incorporación de un colector formado por dos juegos de colectores de admisión, uno con tuberías cortas para servir a altas revoluciones, y otro con tuberías más largas para así servir a bajas revoluciones. Esto es posible con la utilización de simples válvulas de mariposa.

Los coches Ford 2.5 Duratec V6 llevan incorporado este sistema, pero con la peculiaridad de la utilización de tubos largos y cortos por separados. Los tubos cortos se encuentran conectados con la batería cercana del cilindro mientras que los largos se encuentran conectados al contrario. Al ser un mecanismo corpulento, se utilizan tubos con diámetros menores por lo que no es el más recomendable para motores de alto rendimiento.

Por este motivo la mayoría de los sistemas VLIM, como es el caso del motor Honda K20C, los trayectos de tubos largos y cortos se encuentran conectados al mismo colector. Su funcionamiento se basa en que a bajas revoluciones el aire circulara a través de los tubos largos, mientras que a altas revoluciones una válvula se abre, cediendo el paso del aire a una trayectoria de cortocircuito, uniéndose este aire al de la etapa posterior. [22]

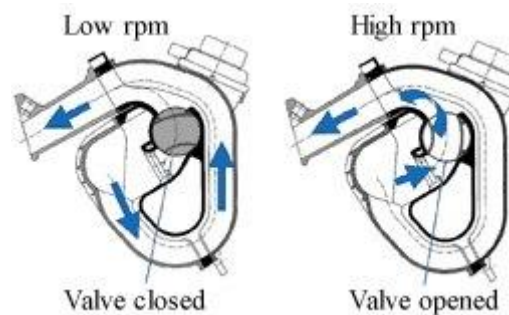


Figura 3.17: Sistema de geometría variable del colector de admisión del motor Honda K20C llamado VLIM; [22]

Más allá de este sistema de dos trayectos, existe un sistema que contiene tres trayectos, cuya capacidad de alcanzar valores mayores de par motor es mejor. Este sistema viene incorporado en el Audi de 4.2 litros de 40 válvulas V8. Este sistema se encuentra dentro del V-valley para así ahorra espacio. Consiste en introducir dos solapas que con ambas cerradas el aire fresco recorre toda la longitud del colector, con una solapa abierta el aire circula por un conducto corto, y si se abren las dos solapas el recorrido del aire reduce aún más. Más adelante este sistema se dejó de utilizar con la introducción de los sistemas VVT y FSI. [22]

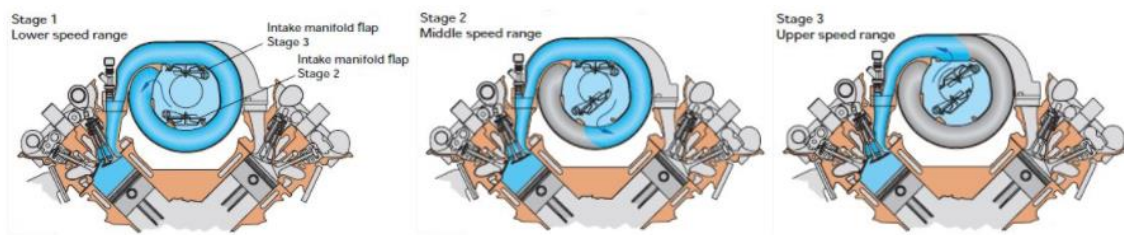


Figura 3.18: Sistema VLIM de 3 etapas utilizado por Audi; [22]

El siguiente sistema fue uno introducido por BMW cuyo principio es simple. El colector de admisión de cada cilindro está dispuesto en forma circular y semi-empotrado en el V-valley. La pared interior realmente es un rotor y aquí se localiza la entrada de aire. Al girar el rotor la entrada de aire también lo hace, variando así la longitud del colector de admisión.

3.6.2 Resonance intake manifold

Los motores Boxer o del tipo V son los utilizados para la implantación de este sistema. Cada banco de cilindro se encuentra alimentado por una cámara de plenum común a través de tuberías separadas. El sistema cuenta con dos cámaras interconectadas por dos turbos de diferentes diámetros, donde una de estas tuberías puede ser cerrada por una válvula controlada por el sistema de gestión del motor. La orden de disparo está programada de tal manera que los cilindros respiran alternativamente desde cada cámara, creándose unas ondas de presión entre ellos.

Si la frecuencia de las ondas de presión se sincroniza con las revoluciones del motor, puede favorecer el llenado del cilindro y, por tanto, una mejora en la eficiencia de la alimentación del motor. Al depender la frecuencia del área de sección transversal de las tuberías de interconexión, si se cierra una de ellas, tanto el área de paso como la frecuencia disminuyen y aumenta la salida a bajas revoluciones. A altas revoluciones, la válvula se abre consiguiendo una mejorar en el llenado del cilindro a alta velocidad. [22]

3.7 Conclusiones

Tras la explicación de diversos tipos de sistemas de renovación de carga, queda por decir que los motores no contienen todos estos sistemas, sino que se introducen varios de ellos dependiendo de las prestaciones que se buscan en el motor.

En el motor de la simulación se ha decidido introducir un sistema de recirculación de gases de escape (EGR), debido a que hoy en día, existe un debate sobre la contaminación global y una continua investigación para procesos que reduzcan este problema. Por ello, las medidas contra la contaminación ambiental, en las grandes ciudades, se encuentran muy estrictas. Al ser el EGR un sistema de reducción de emisiones de NO_x , uno de los gases más contaminantes, se ha decidido introducir el sistema en el motor para poder controlar las emisiones y que el vehículo

cumpla con los límites establecidos internacionalmente, además de contribuir significativamente en la reducción de carga del motor.

Gracias a la inyección directa, con la que cuenta el motor, es posible la combustión estratificada. Este sistema aporta al motor un mayor rendimiento y un menor consumo de combustible, ya que la combustión estratificada produce una combustión con mejor rendimiento.

Otro sistema que se ha tenido en cuenta es la distribución variable, pero en vez de ser introducido el mecanismo, se ha introducido un artefacto del modelo que permite simular hasta cierto punto la inercia de los gases frescos en la admisión. Se ha incorporado en la simulación como un modelo variable de RCA.

Por último, otro sistema que se ha introducido es la sobrealimentación mediante un mecanismo denominado turbo compresor. Este sistema se ha incorporado para poder comparar las prestaciones de un motor con turbo y un motor sin turbo. Hoy en día, la gran mayoría de los automóviles poseen un sistema de turbo-alimentación debido a su gran número de aportaciones positivas. Al introducir gases comprimidos en el cilindro, el motor posee mayor capacidad para poderse introducir combustible y, por tanto, este aumento de mezcla hará que se produzca mayor potencia en el motor, manteniendo su cilindrada.

4 Simulación del motor

4.1 Planteamiento general

4.1.1 Esquema general

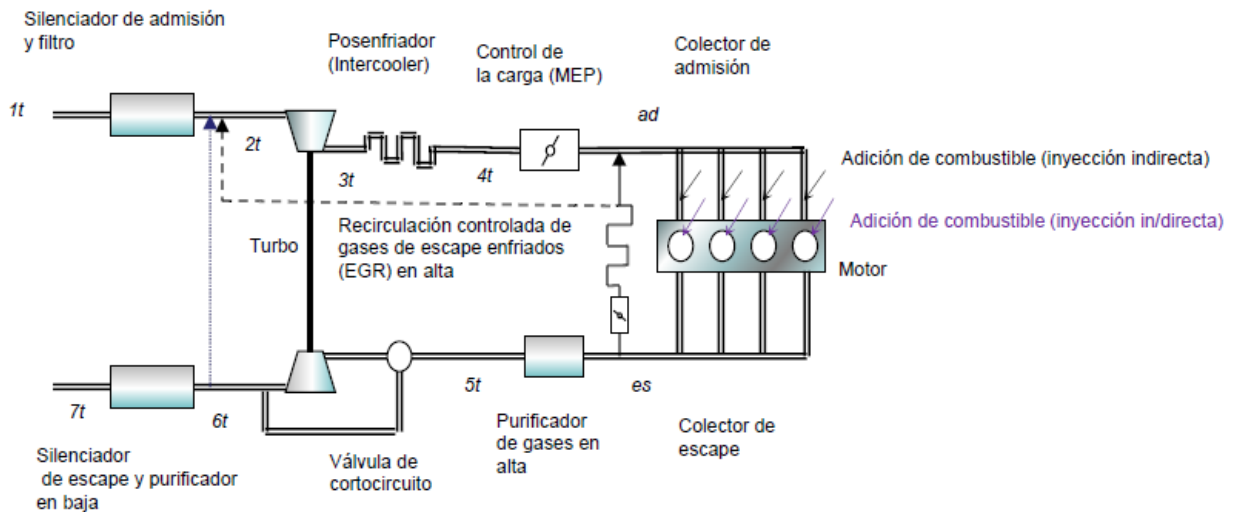


Figura 4.1: Esquema general de los componentes de un vehículo de gasolina. [23]

Esta figura representa un esquema simplificado de los componentes de un vehículo de gasolina, es decir, los equipos localizados en el tracto de admisión, la localización del motor y, por último, los mecanismos que se encuentran en el tracto de escape.

En este apartado se explicará, en primer lugar, los parámetros de diseño de los cilindros del motor. Estos parámetros se incluirán en la simulación para introducir cuales son las dimensiones y las limitaciones del motor. Seguidamente se explicarán los parámetros de operación, que limitan el funcionamiento del este, en cuanto a régimen de giro, renovación de carga y limitación de emisiones contaminantes.

Por último, se realizará una explicación del funcionamiento del ciclo termodinámico que se produce en el cilindro, y se explicarán los parámetros de actuación que se obtiene a partir de los cálculos de los procesos.

4.1.2 Aparatos en colectores de admisión y escape

4.1.2.1 Sistema de sobrealimentación

La sobrealimentación de motores alternativos de combustión interna consiste en el aumento de potencia del motor sin la necesidad de aumentar su cilindrada, es decir, un aumento de la densidad del aire de admisión por medio de un aumento de presión. Este aumento de presión en el colector de admisión del motor se realiza mediante un compresor. El incremento de la densidad del aire permitirá la inyección de mayor cantidad de combustible, si se mantiene el dosado, en la misma cilindrada.

Existen diferentes sistemas para sobrealimentar un motor, pero se va a destacar la modalidad más extendida en la automoción. Esta modalidad se denomina turbo sobrealimentación o también conocido como turbo alimentación. El compresor en este caso será accionado por una turbina que extrae la energía procedente de los gases de escape del motor alternativo. Esta combinación de compresor más turbina se le denomina turbogruppo o turbocompresor, el cual se ha explicado en profundidad en el apartado de Downsizing. [24]

Con este sistema se consigue una reducción del consumo específico, pero con una mayor potencia del motor. Para poder turboalimentar el motor hace falta instalar dos mecanismos esenciales: la válvula de cortocircuito y el postenfriador o intercooler.

Al actuar este sistema sobre la presión de los gases en la admisión, por acción del turbocompresor, en la simulación se ha introducido una variable que representa este incremento de presión. Influye sobre la variación de presión (ΔP), producida en el tracto de admisión, y la presión atmosférica a la que se introducen los gases.

$$\pi_{co} = \frac{P_{atm} + \Delta P}{P_{atm}}$$

Este parámetro también es introducido para los gases de la carrera de escape ya que, como se ha mencionado, la turbina del grupo turbocompresor se encuentra unida al colector de escape.

El intercooler es un intercambiador de calor del tipo aire-aire y de carcasa-tubo [24]. Se encuentra localizado entre el compresor y el colector de admisión ya que su función es el enfriamiento de los gases provenientes del grupo turbocompresor antes de ser introducidos en la admisión. El objetivo de la reducción de la temperatura es conseguir mayor potencia, menor consumo y menor emisiones contaminantes.

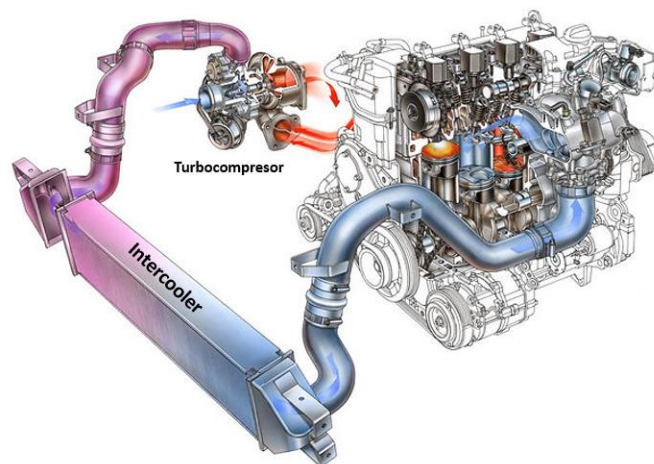


Figura 4.2: Sistema de turbo alimentación con el turbocompresor y el intercooler. [25]

Su acción se ha incorporado en la simulación mediante su eficiencia. Esta eficiencia cuantifica la capacidad de intercambio de calor del postenfriador. El gas recogido por la turbina y expulsado

por el compresor, se introduce en el intercooler por una de las zonas del intercambiador, y por la otra zona se introduce un fluido refrigerante que se encarga de enfriar los gases.

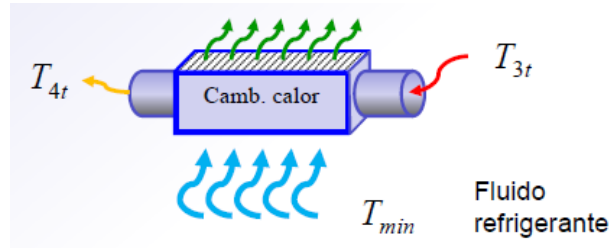


Figura 4.3: Esquema de temperaturas de un Intercooler o Postenfriador. [23]

En la simulación se supondrá que ε tiene un valor de 0.7 constante, pero en la realidad se podría calcular relacionando las temperaturas de salida y de entrada de ambos fluidos. La temperatura T_{3t} del esquema de la Figura 4.3 sería la temperatura de entrada del intercooler T_{sc} , mientras que la temperatura T_{4t} hace referencia a la temperatura a la que sale el aire, que se va a reintroducir en la línea de admisión. [23]

$$\varepsilon = \frac{T_{sc} - T_{ad}}{T_{sc} - T_{atm}} \sim 0.7$$

La temperatura de entrada del intercooler (T_{sc}) debe ser calculada a partir del parámetro del compresor y del rendimiento de este. La temperatura calculada a partir de las variables del turbo debe de ser sumada a la temperatura atmosférica

$$T_{sc} = T_{atm} \left(1 + \frac{\pi_{co}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{co}} \right)$$

La nueva temperatura de admisión de los gases que se van a introducir en el cilindro, se calcularía a partir de esta temperatura T_{sc} . [23]

$$T_{ad} = (T_{sc} - \varepsilon \cdot (T_{sc} - T_{atm})) \cdot v_{ad}$$

Por último, es importante destacar la labor de la válvula de cortocircuito, o también, conocida como válvula de descarga o wastegate. Su función es regular la presión del turbo, es decir, evitar un aumento excesivo de vueltas en la turbina y que, por ello, se transmita demasiada potencia al compresor. Al limitar esta potencia, se evita que este realice un exceso de compresión del aire. Para evitarlo esta válvula desvía parte de los gases de escape directamente a la salida del colector de escape sin pasar por la turbina.

Si esta válvula falla, la presión de los gases que entrarían por la turbina cada vez sería más elevada, alcanzando un punto en el que las revoluciones a las que giraría la turbina y el compresor serían demasiado elevadas. Este exceso de revoluciones provocaría el desgaste de la película de lubricación, situada entre el eje común a los dos aparatos y los cojinetes sobre los que se apoyan y, por tanto, una rotura del turbocompresor. [26]

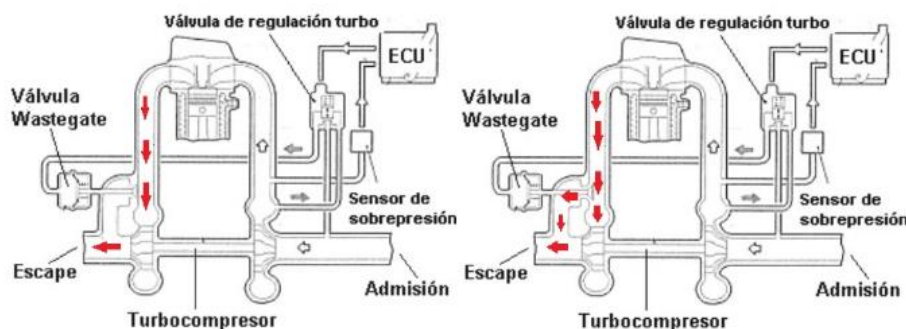


Figura 4.4: Esquema de la válvula de cortocircuito en el sistema de turboalimentación. [27]

En el esquema de la izquierda se puede observar que la válvula se encuentra cerrada, impidiendo el paso de gases a la turbina antes de ser expulsados. Esta situación hace referencia a un motor a bajas o medias revoluciones. En cambio, el dibujo de la derecha muestra el funcionamiento cuando la válvula está abierta, corresponde a una situación a altas vueltas y con gran energía en los gases de escape. Por ello, la válvula de descarga se abre dirigiendo parte del flujo de gases a la turbina y así evitar que gire a excesivas revoluciones. [27]

4.1.2.2 Inyección de combustible

Se ha seleccionado para la simulación un sistema de inyección directa, que consiste en la inyección del combustible directamente en la cámara de combustión, mientras que la indirecta se localiza en el colector de admisión. Aunque este la inyección directa cuente con unas dificultades que el sistema indirecto no cuenta, presenta grandes ventajas que las contrarresta. Proporciona mejores resultados para poder lograr dos de los objetivos principales impuestos en este trabajo, reducir el consumo de combustible y producir menos cantidades de emisiones contaminantes. Esto lo consigue adaptando el momento de inyección con el punto de funcionamiento del motor.

Entre las dificultades del sistema de inyección directa se encuentran: la necesidad de mayores presiones para inyectar el combustible, ya que el proceso dispone de menos tiempo de aportación de combustible y, además, la cámara de combustión se encuentra a presiones mayores que en la admisión. Otro inconveniente es la complejidad de la regulación ya que los distintos modos de carga necesitan que el combustible se inyecte en un momento preciso; en carga estratificada se inyecta el combustible en el momento final de la compresión y en para la homogeneidad se debe de inyectar el combustible en el proceso de admisión de aire.

Para solucionar el problema de las altas presiones, el sistema cuenta con una bomba de alta presión alimentada con una bomba de baja presión. En un motor multicitlindrico, como es este

caso, la bomba de alta presión mantiene una cantidad de combustible en el conducto común de todos los cilindros (common rail), lo que facilita el tener mayores presiones. [28]

Este sistema cuenta con unos inyectores localizados encima de la cámara de combustión, en concreto, en una zona lateral encima de ella como se puede observar en la siguiente Figura 4.7.



Figura 4.5: Sistema de inyección directa. [29]

Este sistema es recomendable introducirlo por su capacidad de adaptación a la hora de inyectar el combustible en cualquier punto de funcionamiento del motor. Se consigue reducir el consumo específico y se mejora la combustión, consiguiendo que todo el combustible y todo el aire reaccionen.

4.1.2.3 Filtros y purificadores

Los filtros de admisión y de escape contiene una serie de divisiones que hacen pasar el aire por ellas, impidiendo así que pasen directamente de un punto a otro. Al variar la dirección del flujo, esto hace que se produzcan pérdidas de carga durante el proceso. Para contabilizar una parte de estas pérdidas de carga se ha tenido en cuenta una variación de presión (ΔP) en la admisión y en el escape.

En la admisión, los gases introducidos sufren unos cambios de temperatura a lo largo del tracto, provocando un incremento de la temperatura a la que se han introducido. El parámetro introducido se conoce como ν_{ad} , el cual representa el número de veces que aumenta la temperatura atmosférica a la que se introducen los gases.

Existe una diferencia de presiones entre el colector y el cilindro. Esta diferencia de presión hace referencia a la diferencia en el área de paso entre el conducto de admisión y el cilindro y, por ello, este salto también debe ser introducido, ya que influirá en la inercia del flujo de gases que se introducen en el cilindro. Este parámetro se simboliza con π_{ad} y es la fracción entre la presión a la que se encuentran los gases en la admisión y, la presión a la que se encuentran cuando se introducen en el cilindro.

En cuanto al colector de escape se tiene en cuenta, otra vez, la diferencia de presiones entre la presión de los gases expulsados del cilindro y los que ya se encuentran en el colector de escape. Aquí ocurre al revés que en la admisión, es decir, los gases localizados en el cilindro se encuentran a mayor presión que los localizados en el colector. Se debe a que la combustión no

solo aumenta la temperatura de los gases, sino que también se produce la reacción a presiones mayores. Esta variable se denomina π_{es} y señala la división de la presión de escape en el cilindro entre la presión de escape del colector.

4.2 Parámetros de diseño

Los parámetros de diseño son aquellos que caracterizan geoméricamente las dimensiones del cilindro, el mecanismo biela-manivela o por ejemplo el número y dimensiones de las válvulas de admisión y escape. Además, cuentan con aquellas variables de los sistemas de renovación de carga, que varían desde un principio el funcionamiento del motor. En resumen, son parámetros que condicionarán el posterior funcionamiento del motor, tanto en prestaciones como en emisiones que produzcan. [30]

Lo más importante es establecer las dimensiones del cilindro del motor y el número de cilindros que formará este. Su implementación dará el volumen total de mezcla de aire y combustible, que aceptará el motor para poderse realizar correctamente la combustión y funcionamiento del sistema completo. Las variables que dan forma a este objetivo son la cilindrada y el número de cilindros.

4.2.1 Cilindrada y dimensiones del cilindro

Existen dos tipos de cilindrada, la unitaria y la total del motor. La cilindrada unitaria es el volumen máximo de mezcla que cabe en uno de los cilindros del motor, es decir, la diferencia de la posición del émbolo desde el punto muerto superior (PMS) (volumen mínimo) al punto muerto inferior (PMI) (volumen máximo). En las expresiones aparece simbolizado como “q”.

$$q = V_{PMI} - V_{PMS} = V_{m\acute{a}x} - V_{m\acute{i}n}$$

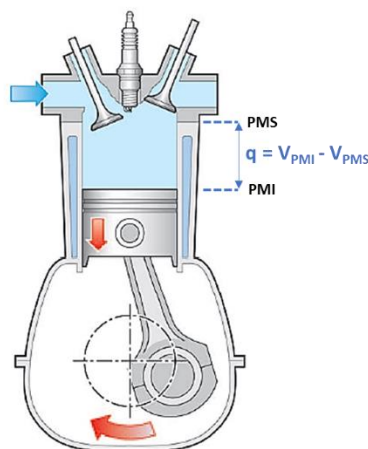


Figura 4.6: Elaboración propia a partir de página aficionado a la mecánica [31]

Si esta cilindrada unitaria se multiplica por el número de cilindros que contiene el motor, se obtendrá la cilindrada total (Q).

$$Q = Nq$$

El motor gasolina de la simulación cuenta con 4 cilindros, es decir, $N = 4$ y con un volumen total de 1 (l) (Q), por tanto, q será igual a 0.25 (l). Con estos valores se puede hallar el valor del volumen del punto muerto inferior y superior, siendo $2.7 \cdot 10^{-4}$ (l) y $2.7 \cdot 10^{-5}$ (l) respectivamente.

Otro parámetro que se puede calcular a partir de estos volúmenes mínimo y máximo es la relación total de volúmenes del motor. La utilización de este coeficiente facilitará los cálculos delimitando el volumen.

$$r = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

En cuanto a las dimensiones del cilindro, se ha tomado la decisión de contar con cilindros cuadrados, es decir, de diámetro y longitud iguales, y así simplificar los cálculos que requieran estas variables.

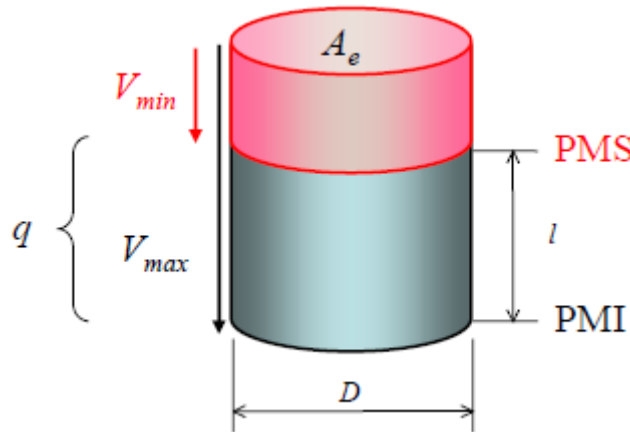


Figura 4.7: Esquema de volúmenes de un cilindro de un motor. [32]

Para el cálculo del diámetro del cilindro se utiliza la geometría de una circunferencia y la cilindrada unitaria. Una vez se calcule el diámetro también se sabrá la longitud del cilindro.

$$D = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi}}$$

El valor calculado del diámetro es de 6.38 cm al igual que el valor de la longitud.

4.2.2 Número y dimensiones de válvulas

Cada cilindro del motor contiene dos válvulas de admisión (N_{ad}) con un diámetro de 2 cm, mientras que las dos válvulas de escape (N_{es}) tienen un diámetro menor de 1.8 cm.

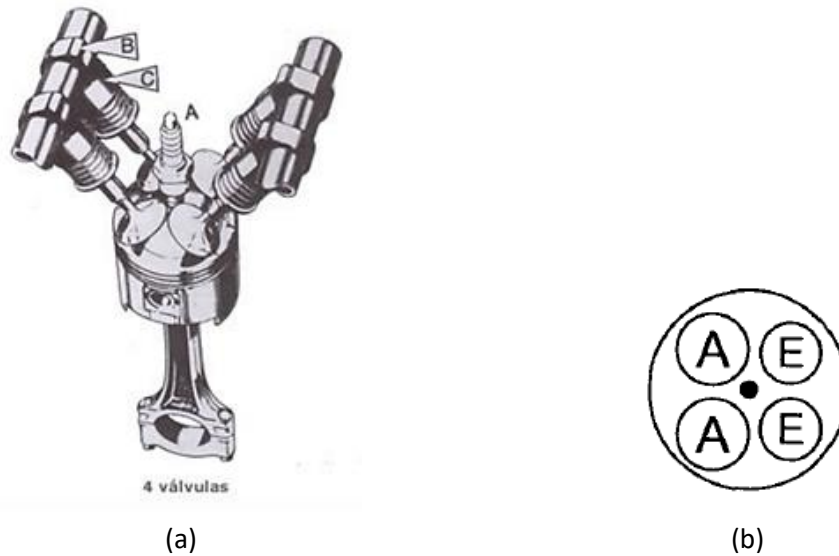


Figura 4.8: (a) Esquema de número de válvulas, de un cilindro, y su posicionamiento. [33] (b) Esquema del tamaño y número de válvulas de admisión y escape de un cilindro. [5]

4.2.3 Cinemática del embielaje normal.

El llenado o vaciado del cilindro depende del mecanismo de la biela y cigüeñal, debido a que son los encargados de mover el pistón, el cual reducirá o agrandará el volumen disponible del cilindro. A continuación, se muestra en la Figura 4.9 un esquema del embielaje donde aparecen todas las variables geométricas relacionadas con la biela y la manivela o cigüeñal. [32]

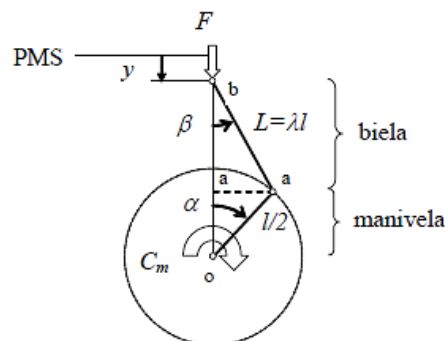


Figura 4.9: Esquema del embielaje de un cilindro del motor. [32]

Se va a establecer como parámetro Z a la relación entre “y” (distancia del punto muerto superior (PMS) a la parte final de la biela) y “l” (distancia de PMS a PMI). Con esta relación de distancias se podrá calcular los nuevos volúmenes en caso de variación [32]

$$Z = \frac{y}{l} = \frac{1}{2} \left[1 + 2 \frac{L}{l} - \cos(\alpha) - \sqrt{4 \frac{L^2}{l^2} - \sin^2(\alpha)} \right]$$

4.2.4 Geometría variable del colector de admisión

La resonancia en la admisión se ha visto que es favorable a las prestaciones del motor y, por ello, uno de los motores de la simulación cuenta con este sistema.

Dependiendo de las revoluciones a las que se encuentre el motor, el gas recorrerá el camino corto o largo del colector variable. Si se encuentra a bajas revoluciones el gas tomará el camino largo, mientras que si las revoluciones son altas el camino escogido será el corto, para poder llenar el cilindro lo más rápido posible.

En la simulación, la longitud optimizada a 1500 rpm tiene un valor de 23cm y a 4500 rpm un valor de 12cm. Se ha impuesto que el gas cambie de recorrido al sobre pasar 3000 rpm.

4.3 Parámetros de operación

Para poder realizar un mapa de funcionamiento del motor, que muestre el comportamiento de este frente a todos sus puntos de funcionamiento, es importante establecer una serie de limitaciones. Se ha establecido que los parámetros del motor varíen entorno a un régimen de giro y, además, su regulación de carga debe estar limitada mediante el dosado relativo.

Teniendo en cuenta el objetivo de reducción de emisiones, también se ha introducido un parámetro que limita la contaminación del motor. Se ha escogido el sistema de recirculación de gases de escape (EGR). Por último, también se ha tenido en cuenta una distribución variable, donde el motor del presente trabajo tiene un único grado el de retraso al cierre de admisión (RCA) dejando el resto de grados nulos.

4.3.1 Régimen de giro

Se va a utilizar como unidad de frecuencia las revoluciones por minuto. Es otra forma de expresar la velocidad angular, describiendo las vueltas completas realizadas por minuto.

Este parámetro se simboliza como “n” y en el bucle de la simulación se establecerá como límites n=100 y n=7000, siendo el primer valor el de las revoluciones más bajas y el segundo valor el punto de funcionamiento con mayores revoluciones.

$$100 < n < 7000$$

4.3.2 Dosado relativo

Una forma de regular la carga es mediante el dosado relativo. El dosado relativo relaciona el dosado real, que tiene la mezcla en el interior del cilindro, y el dosado estequiométrico, que representa la mezcla perfecta de aire y combustible.

$$F_r = \frac{F}{F_e}$$

El dosado que representa la mezcla real en la cámara de combustión, es el que se encuentra en el numerador de la ecuación. Este dosado representa la fracción entre la masa de combustible que se debe de inyectar en función del aire introducido del colector de admisión. [34]

$$F = \frac{m_{comb}}{m_{aire}}$$

Cuanto menor es el dosado relativo más rica es la mezcla en cantidad de aire y menos combustible hay que introducir. Cuando su valor se aproxima a la unidad, quiere decir que la cantidad de aire y combustible es proporcional, mientras que, si su valor sobrepasa la unidad, quiere decir que la mezcla contiene mayor cantidad de combustible que de aire y es una mezcla pobre.

Para evitar que se produzcan situaciones en las que no se llegue a realizar la combustión, por un exceso de aire o por falta de este, se ha establecido unos límites en la simulación. El valor mínimo es de 0.2, para que introduciendo mucha cantidad de aire pueda realizarse la combustión, y el valor máximo es 1.15, simbolizando una cantidad mínima de oxígeno para que pueda reaccionar todo el combustible inyectado.

$$0.2 < \left(F_r = \frac{F}{F_e} \right) < 1.15$$

4.3.3 Recirculación de gases de escape (EGR)

Se ha introducido este sistema como limitación de las emisiones contaminantes del motor, en concreto, de los gases NO_x . Como ya se ha explicado, al reintroducir gases quemados procedentes del colector de escape, estos tienen un bajo porcentaje de oxígeno y, por tanto, no reaccionarán con el combustible en el siguiente ciclo. Estos gases inertes reducen la temperatura local del cilindro, aspecto directamente relacionado con la creación de NO_x , donde a menor temperatura menor cantidad de este contaminante.

El sistema EGR no funciona igual en motores gasolina que en motores diésel. Se introduce mayor o menor porcentaje de EGR en función del tipo de combustible que utilice el motor. Por ello a la hora de implementar la cantidad de EGR que se puede introducir en el cilindro, se ha cogido de referencia la siguiente gráfica para motores gasolina:

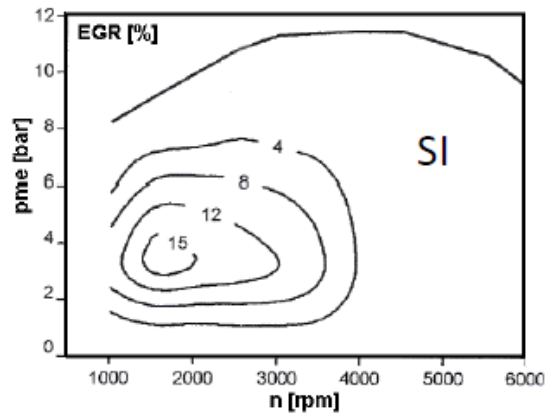


Figura 4.10: Gráfica del porcentaje de EGR aceptado por un motor gasolina según su régimen de giro. [4]

Si se observa la Figura 4.10, la cantidad de EGR introducida depende del régimen de giro del motor y de la presión media efectiva, que a su vez esta presión es el trabajo efectivo frente a la cilindrada. Para facilitar los cálculos en vez de variar la carga frente a PME variará en función del dosado relativo.

En la simulación se ha implementado únicamente desde la curva de 15% hasta valores mayores de EGR, aumentando en revoluciones y en PME. No se introduce EGR cuando el motor se encuentra funcionando a altas revoluciones, como se puede ver en la Figura 4.10 que desde 4000 rpm a 6000 rpm el EGR no es introducido. Además, cuando el dosado es superior a la unidad, es decir, la cantidad de combustible es elevada con respecto al aire, tampoco se introduce EGR, porque el motor necesita espacio para introducir aire que pueda reaccionar con el combustible sobrante.

En resumen, para poder utilizar el sistema EGR, el motor debe funcionar por debajo de 2/3 de las revoluciones máximas (6000 rpm) y el 80% del dosado máximo (1,1). Con estas restricciones la ecuación para implementar la variación de EGR según el funcionamiento del motor, sería la siguiente:

$$EGR_a = 0.15 \cdot \frac{\frac{4}{5}F_{max} - F}{\frac{4}{5}F_{max} - F_{min}} \cdot \frac{\frac{2}{3}n_{max} - n}{\frac{2}{3}n_{max} - n_{min}}$$

4.3.4 Retraso al cierre de admisión (RCA)

El RCA permite que se puedan introducir mayor cantidad de gases frescos, pero encadenando una serie de consecuencias. Una de ellas es la reducción de la cilindrada del motor, dando lugar a un nuevo volumen máximo. La cilindrada unitaria quedaría de la siguiente forma:

$$q = V_{max} - V_{min} \rightarrow q' = V_{RCA} - V_{min}$$

Se puede observar la reducción de la cilindrada en la siguiente figura, representando la nueva capacidad del cilindro del motor.

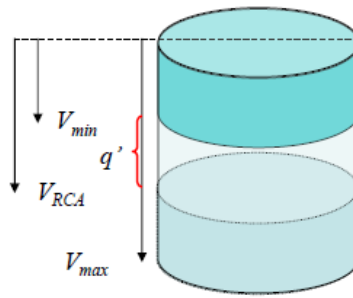


Figura 4.11: Esquema de volúmenes del cilindro introduciendo el fenómeno de EGR. [32]

Al retrasarse la válvula de admisión permitiendo la entrada de mayor mezcla, dará lugar a una carrera de admisión más larga y, por tanto, una compresión más corta. Por ello, la relación de compresión se vería modificada y dejaría de ser la relación de los volúmenes reales del cilindro. El volumen máximo del cilindro, es decir, el volumen del punto muerto inferior V_{PMI} se sustituye por el volumen establecido por el retraso V_{RCA} . [32]

$$r_c = \frac{V_{RCA}}{V_{min}}$$

Este volumen establecido por el retraso del cierre de la válvula, depende de la cinemática de embiela del motor, es decir, el funcionamiento del mecanismo biela-cigüeñal. Por tanto, el volumen de RCA será la suma del volumen mínimo del cilindro (volumen cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior) y la cilindrada modificada por la actuación del retraso del cierre de la válvula. El parámetro Z (parámetros que relaciona las distancias en el cilindro) se empleará para el cálculo de la cilindrada modificada, siendo el producto de Z y q , la cilindrada unitaria.

$$V_{RCA} = V_{PMS} + (q \cdot Z)$$

Otro parámetro característico del retraso al cierre de admisión es el coeficiente de llenado. Este coeficiente representa la proporción de gases frescos introducidos, frente a la mezcla que entraría sin producirse RCA. Este parámetro se simboliza con “ a ”. Se puede calcular mediante los volúmenes, o bien, mediante las relaciones de compresión geométrica y efectiva. [32]

$$a = \frac{V_{RCA} - V_{min}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{r_c - 1}{r - 1}$$

En la simulación no se ha introducido el sistema completo de RCA, sino un sistema artificial basado en la experimentación, para determinar el efecto de la inercia en los gases en el llenado. Para ello, se ha establecido una serie de puntos característicos que varían con las revoluciones por minuto. Cuando $n=0$, el RCA será el real, cuando el par del motor sea máximo el RCA será el 25% del real y, por último, a máximas revoluciones el RCA será 75% del real.

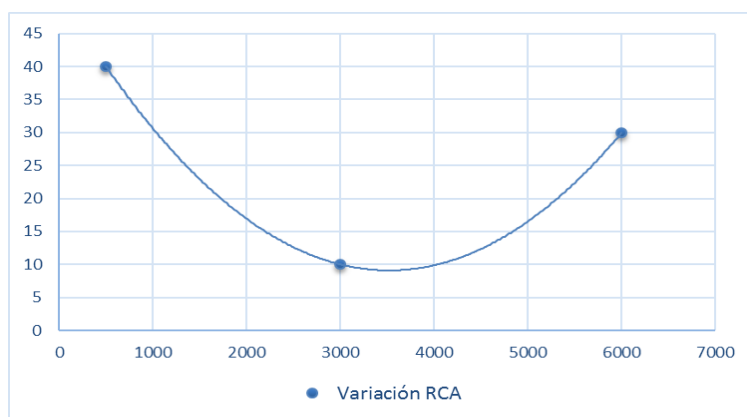


Figura 4.12: Gráfica que señala la variación del RCA del motor frente a las revoluciones por minuto (RPM). *Elaboración propia.*

Una vez establecido los 3 puntos en la gráfica, se puede hallar la ecuación que relacionará estos puntos, y el resto de puntos de variación del RCA con el régimen de giro del motor. Será esta ecuación la que se implementará en la simulación.

$$RCA = 3,4 \cdot 10^{-6}n^2 - 2,4e^{-2}n + 5,10$$

4.4 Modelo de ciclo dual de dos composiciones

4.4.1 Hipótesis y procesos termodinámicos

El ciclo dual es un híbrido entre los ciclos Otto y Diésel. Se caracteriza por tener un proceso de combustión dividido en dos etapas, con sus propias características termodinámicas. La primera parte de la combustión se realiza a un volumen constante, como ocurre en los motores con ciclo Otto, y finaliza con un proceso a presión constante, al igual que en un ciclo diésel. En la etapa a

presión constante, no solo se genera calor por la reacción, al igual que la etapa anterior a volumen constante, sino que también se produce un trabajo producto de la variación de volumen que hay entre el inicio de esta etapa y el final de la combustión.

Tanto el ciclo Otto como el ciclo Diesel cuentan con los mismos procesos termodinámicos y en el mismo orden, con la diferencia de utilizar combustibles distintos y una combustión con características distintas. De este modo el ciclo dual contará con las mismas etapas, iniciándose con la admisión de gases y eventualmente la inyección de combustible. Una vez que se encuentran la mezcla de aire y combustible en el interior del cilindro, comienza el proceso de compresión. La combustión se inicia en el momento en el que el pistón está llegando al punto muerto superior, donde la bujía crea una chispa, y se produce una reacción química y, por consiguiente, la llama. Seguidamente el pistón baja al punto muerto inferior produciéndose la expansión de los productos, siendo expulsados por el colector de escape en la última etapa. En la siguiente figura se puede observar las distintas etapas con el respectivo movimiento del pistón y cigüeñal.

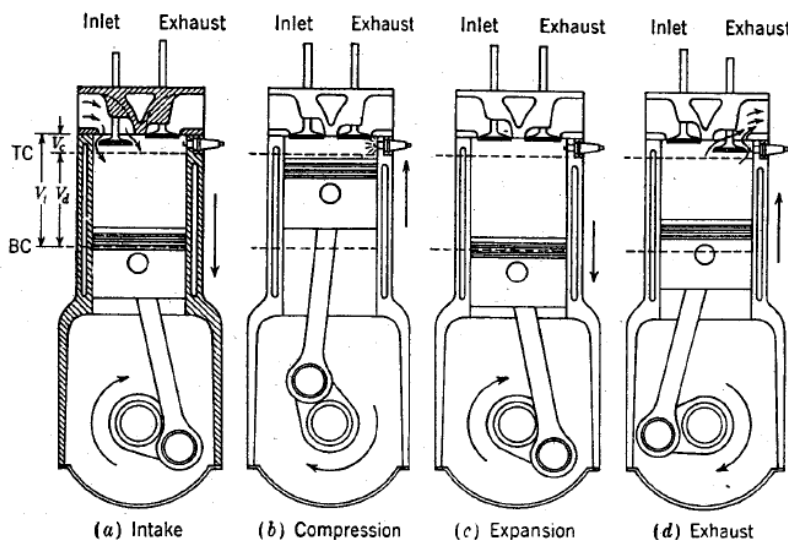


Figura 4.13: Esquema del movimiento de la manivela y el pistón en las 4 etapas principales del ciclo. [35]

El motor seleccionado para la simulación es un motor de 4 tiempos, es decir, el ciclo se realiza en dos vueltas de cigüeñal o, lo que es lo mismo, 4 carreras del émbolo. Estas carreras corresponden a los procesos descritos anteriormente (admisión, compresión, expansión y expulsión de gases).

La evolución de los gases durante el ciclo queda consignada en el siguiente gráfico de Presión/ Volumen (P-V) de forma esquemática. Se utilizará la siguiente figura para para una mejor comprensión de las hipótesis tomadas a lo largo del ciclo y, además, una visualización del inicio y final de cada proceso.

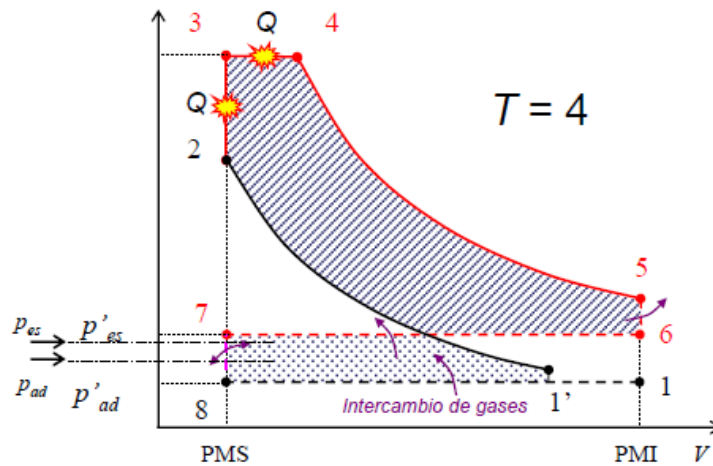


Figura 4.14: Diagrama P-V del ciclo termodinámico de un motor alternativo. [23]

Las diferentes etapas se encuentran delimitadas por los siguientes puntos: [23]

- 7 – 8 – 1': Proceso de admisión (supuesto a presión constante)
- 1' – 2: Proceso de compresión (isentrópico y empieza en el RCA después del pulso de presión de la resonancia)
- 2 – 3 y 3 – 4: Proceso de combustión (parte a $V=cte$ y parte a $P=cte$, siguiendo ciclo Dual. Incluye rendimiento de la combustión y modelo simplificado de pérdidas de calor)
- 4 – 5: Proceso de expansión (isentrópico y finaliza en PMI)
- 5 – 6: Proceso de expansión interna isentrópico
- 6 – 7: Proceso de escape a presión constante.

La presión a la que se encuentra el flujo en los colectores de admisión y de escape no es la misma, pero tampoco lo es comparado con la presión en el interior del cilindro. Si se observa la Figura 4.14, el ciclo de funcionamiento del motor está compuesto por dos bucles, uno de alta presión (área rayada) y otro de baja presión (área punteada). El bucle de alta está formado por las etapas de compresión, combustión, expansión y comienzo de la carrera de escape, con un trabajo total producido positivo. En cambio, el bucle de baja está formado por las etapas de expulsión y admisión de gases, donde el trabajo generado es negativo. [23]

La presión en la etapa de admisión es menor que durante la carrera de escape y esto se debe a que en el escape los gases son el resultado de una reacción de combustión en donde la temperatura y presión aumentan. El aire localizado en el colector de admisión se encuentra a una presión mayor que una vez localizados en el cilindro. Pero al comprimirse y seguidamente reaccionarse con el combustible, dan lugar a unos gases a muy altas presiones que salen por el colector de escape perdiendo presión y temperatura.

La Figura 4.14 se puede observar la diferencia de presiones mencionada entre los gases que se localizan en el colector de admisión (P_{ad}) y en la entrada del cilindro (P'_{ad}). En la simulación se introduce un parámetro para representar esta diferencia y se simboliza como π_{ad} . También aparece en la misma figura la diferencia de presiones en el caso de la carrera de escape. También se ha introducido una variable en la simulación para incluir este salto de presiones entre la presión del colector (P_{es}) y la presión en el cilindro tras la combustión (P'_{es}), y esta simbolizado

como π_{es} . Todo esto se debe a una degradación viscosa en las pipas y las válvulas entre otros motivos. [23] Para todo el ciclo, se asume gas ideal caloríficamente perfecto, aunque sus propiedades varíen de un proceso a otro. Por tanto, se utilizará la ecuación de estado de los gases ideales. Esta ecuación aportará los valores de los parámetros principales de cada etapa, es decir, presión (P), temperatura (T) y volumen (V). [36]

$$PV = mR_g T$$

El parámetro R_g es una variable característica de los gases, que se determina a partir de la constante universal de los gases (R) y el peso molecular del aire, en este caso. Se asume que el aire tiene una composición volumétrica de 79% de nitrógeno (N) y 21% de oxígeno (O).

$$R = 8.314 \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]$$

$$PM_{aire} = \frac{(0.79 \cdot 2 \cdot PM_N) + (0.21 \cdot 2 \cdot PM_O)}{1000}$$

$$R_g = \frac{R}{PM_{aire}} \sim 287 J/kgK$$

Para simplificar los cálculos, la variable R_g de los gases introducidos, de los producidos en la combustión y de los recirculados, tendrá el mismo valor. Esto es debido a la diferencia de valor entre ellas, que es muy poco significativa y, por tanto, se puede despreciar. [36]

A parte de esta constante, los gases ideales tienen otro parámetro de gran relevancia, como son por ejemplo los calores específicos. Estos calores son función tanto de la composición de los gases como de la temperatura, fundamentalmente. En motores alternativos, la composición de los gases cambia a lo largo del ciclo (principalmente debido a la combustión y la presencia del combustible evaporado en el aire), así como el nivel de temperatura (rango desde 300 K hasta prácticamente 3000 K). Se tendrán en cuenta estos cambios de propiedades a lo largo del ciclo, empleando las siguientes relaciones: [23]

$$\left. \begin{array}{l} R_g = C_p - C_v \\ \gamma = \frac{C_p}{C_v} \end{array} \right\} \quad C_v = \frac{R_g}{\gamma - 1} \quad / \quad C_p = \frac{\gamma R_g}{\gamma - 1}$$

El valor de estas variables se calculará en cada etapa, ya que, como se ha mencionado, la composición de los gases va variando a lo largo del ciclo del motor. Primeros serán los gases reactantes después los productos y, por último, los residuales.

A continuación, se detallan los modelos empleados en las diferentes etapas del ciclo dual en el orden que muestra el ciclo en el diagrama P-V, es decir, compresión, combustión, expansión, escape y, por último, admisión.

4.4.1.1 Proceso de compresión

Se asumen conocidas las propiedades de este punto (composición, temperatura y presión). En esta etapa del ciclo, ya se tienen los gases ideales en el interior del cilindro y es en esta etapa cuando se inyecta el combustible necesario.

La compresión producida por el émbolo es isentrópica, es decir, que la entropía durante toda esta etapa será constante. Según se observa en la Figura 4.14, la compresión comienza en el punto 1' y finaliza en el punto 2. En este punto final el pistón se encuentra en el punto muerto superior y la mezcla se encuentra comprimida en el cilindro.

Esta etapa realmente comienza a una presión mayor que la presión del colector de admisión, por ello comienza en el punto 1'. Al actuar un RCA virtual, es decir, un retraso en el cierre de la válvula de admisión impuesto en la simulación, la cantidad de fluido que entra es mayor y, además, la inercia que el fluido tiene por un fenómeno denominado resonancia, hace que la presión de entrada del cilindro sea mayor. [23]

Al ser un proceso isentrópico con gases ideales caloríficamente perfectos, se pueden utilizar una serie de expresiones, que combinan la ecuación de estado de los gases con las propiedades de estos gases.

$$P \cdot V^\gamma = cte$$

$$T \cdot V^{\gamma-1} = cte$$

$$\frac{T}{P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = cte$$

Una variable característica de este proceso es la relación de compresión efectiva que relaciona el volumen en el RCA respecto del volumen del PMS.

$$r_c = \frac{V_{RCA}}{V_2} < \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = re$$

Haciendo uso de las ecuaciones características de los GICP y la relación de compresión, se puede calcular la temperatura en el punto 2. Se estima una temperatura inicial de compresión que irá variando en cada iteración del ciclo, hasta alcanzar el valor correcto.

$$\frac{T_2}{T_{1'}} = r_c^{\gamma-1}$$

Al ser un proceso adiabático, no se produce intercambio de calor y, por ello, no se calculará ningún calor total de la etapa. En cambio, sí que se produce un trabajo específico en esta etapa, el cual se calcula a partir de las temperaturas del intervalo, la masa y las propiedades del gas que lo compone.

$$W_c = -(mC_v(T_2 - T_{1'}))$$

Para poder llevar a cabo los cálculos del siguiente proceso se deben de calcular todas las variables del último punto de la compresión, ya que son las mismas que el comienzo de la siguiente etapa. Por tanto, se deberá de calcular la presión en el punto 2 a partir de la presión en el comienzo de la compresión y la relación de compresión explicada anteriormente. Los valores de las propiedades de los gases serán los mismo, debido a que no cambian su composición. [23]

$$P_2 = P_{1'} r_c^{\gamma-1}$$

4.4.1.2 Proceso de combustión

El proceso de combustión se inicia con una chispa eléctrica creada por la bujía e inflamando así la mezcla de combustible y aire, en el interior de la cámara de combustión del cilindro. La llama se propaga hasta entrar en contacto con las paredes del cilindro, transformando los reactantes de la combustión química en productos.

La combustión, como ya se ha mencionado, se divide en dos etapas, una a volumen constante y la siguiente a presión constante. Si se observa la Figura 4.14, la primera etapa va desde el punto 2 (punto final de la compresión) hasta el punto 3, donde la combustión mantendrá la presión constante hasta el punto 4 aumentando al mismo tiempo el volumen.

Este proceso se inicia en el momento en el que el pistón se encuentra en el punto muerto superior (PMS), y la mezcla está totalmente comprimida. En la realidad, se necesita un adelanto al encendido de forma que gran parte de la liberación de calor se realice próximo al PMS.

Debido a que el proceso de expansión realmente se inicia antes de que se haya finalizado por completo la combustión, el instante final de la combustión no se realiza con el volumen mínimo que limita el PMS, sino con un volumen mayor. Esto produce un trabajo de expansión menor que el trabajo ideal. De este modo el rendimiento es menor, que si la expansión se iniciase cuando la combustión ha finalizado y el pistón se encuentra todavía en el PMS.

Primera etapa (2 – 3)

El proceso de combustión, aunque se divida en dos etapas, genera un calor total llamado calor de combustión (Q_{comb}), el cual se puede calcular a partir de las propiedades del combustible y el rendimiento de este proceso. Las propiedades del combustible como el poder calorífico (L_i), junto con la masa de combustible empleado (m_{comb}), y la fracción de calor que se pierde hacia las paredes del cilindro por refrigeración (J_c), son introducidas en la ecuación que calcula el calor de combustión total. Al introducir estas propiedades se tiene en cuenta las variaciones que puede sufrir el calor por el combustible. [32]

$$Q_{comb} = m_{comb} \cdot L_i \cdot \frac{\eta_{comb} \cdot J_c}{\text{perdidas de calor y rendimiento de la combustión}}$$

Este calor de combustión también es la suma del calor generado en cada etapa, es decir, de 2 a 3 cuando el volumen es constante y de 3 a 4 cuando la presión se mantiene igual.

$$Q_{comb} = Q_{2-3} + Q_{3-4}$$

Para poder calcular los calores individuales, en primer lugar, se supondrá que todo el calor generado en la combustión se produce únicamente en la etapa a volumen constante. Este calor es un calor ideal que más adelante será recalculado para hallar el valor real. [23]

$$Q_{2-3}' = Q_{comb}$$

El valor del volumen, la presión y la temperatura en el punto 2 (punto inicial de la combustión a volumen constante) son conocidos porque ya han sido anteriormente calculados. Al ser el volumen constante, desde el punto 2 hasta el punto 3, el volumen en 3 también es conocido. Es necesario calcular cual es la relación de presiones en este caso hipotético, donde tendrá un valor máximo, ya que se produce toda la reacción en una única etapa. Para calcular esta relación de presiones máxima, se despejará de la ecuación que calcula el calor mediante las propiedades de la mezcla y la temperatura inicial. [23]

$$r_{pmax} = \frac{Q_{2-3}'}{m_p C_{vp} T_2} + 1$$

Se supone que el valor obtenido de esta relación de presiones máxima es un 70% mayor que el valor real de esta variable.

$$r_p = \frac{P_3}{P_2} = 0.7 r_{pmax}$$

Por tanto, sabiendo este porcentaje se puede calcular el valor real y se podrá hallar la última variable necesaria para calcular el calor real de esta primera etapa. Esta última variable es la temperatura en el punto 3 (punto final de la etapa a volumen constante).

$$T_3 = r_p \cdot T_2$$

Al saber el valor total de la relación de las presiones de 3 y 2 se sabe el valor de la presión en 3 y, por tanto, se podrá calcular la temperatura, utilizando la misma expresión. Con el valor de estas variables se calculará el valor real del calor generado a volumen constante. La composición de los gases en esta etapa cambia, al haber sufrido una reacción química y, por ello, el valor de sus variables cambiará y pasarán de ser reactantes a ser productos.

$$Q_{2-3} = m_p C_{vp} (T_3 - T_2)$$

Última etapa (3 – 4)

Sabiendo el valor del calor total de la combustión y el valor del calor en la primera etapa, se puede calcular el valor del calor en la etapa a presión constante.

$$Q_{3-4} = Q_{comb} - Q_{2-3}$$

En esta etapa la combustión se produce a una presión constante y, por ello, ahora en vez de relacionar las presiones se relacionan los volúmenes o, en su defecto, las temperaturas.

$$r_v = \frac{V_3}{V_4} = \frac{T_4}{T_3}$$

Para calcular el valor real de esta relación, se debe de despejar de la ecuación del calor en esta etapa una vez se sepa su valor.

$$r_v = 1 + \frac{Q_{3-4}}{m_p C_{pp} T_3}$$

Una vez hallada la relación, se despeja la temperatura del punto final de la combustión y se calcula su valor. En esta etapa no solo se produce un calor debido a la reacción química, sino que también se produce un trabajo, el cual es resultado de la presión constante sobre la cabeza del pistón y de su desplazamiento de V_3 a V_4 . [23]

$$W_{3-4} = P_3(V_4 - V_3)$$

4.4.1.3 Proceso de expansión 4-5

El momento de inicio del proceso de expansión coincide con el instante en el que la reacción química de combustión se ha prácticamente (punto 4).

Para simplificar los cálculos de los parámetros de este proceso se utilizarán parámetros de la etapa final de la combustión. Relacionando los volúmenes en los puntos 3 y 4 de la combustión, con el proceso de expansión de principio a fin (4-5), se puede calcular la relación de volúmenes total de la cilindrada del cilindro.

$$r_e = \frac{V_5}{V_3} = \frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{V_5}{V_4} = r_v \frac{V_5}{V_4}$$

Al igual que la compresión, el proceso de expansión es un proceso isentrópico, es decir, la entropía en toda esta etapa es constante. Por tanto, teniendo en cuenta esta característica junto con las propiedades de los gases ideales, se puede utilizar de nuevo las ecuaciones del apartado de la compresión, pero con los valores de las variables de esta etapa. Con estas ecuaciones se calculará la temperatura al final del proceso y su presión. [23]

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{r_v}{r_e}\right)^{\gamma_p - 1}$$

$$P_5 = \frac{m_p R_g T_5}{V_5}$$

Por último, el proceso de expansión al igual que el de compresión, es un proceso en el que se origina un trabajo, pero no existe generación de calor al ser adiabático. El trabajo se calcula a partir de la diferencia de temperaturas en el balance energético.

$$W_e = -(m_p C_{vp}(T_5 - T_4))$$

4.4.1.4 Proceso de expansión interna isentrópica

Esta etapa se caracteriza por ser un sistema abierto, donde el gas en el interior del cilindro se sigue expansionando isentrópicamente, realizando un trabajo hacia el gas que sale por la válvula de escape, con presión descendiente y con el embolo ya situado en el punto muerto inferior.

Todo este proceso va del punto 5 al 6 de la Figura 4.14, donde la presión ya es la presión de escape y ahí ya se pueden expulsar los gases.

$$P_6 = P_{es}'$$

Teniendo el valor de la presión del cilindro en el momento en el que se expulsan los gases y la presión del punto 5, es decir, del punto final de la expansión, se puede calcular la temperatura de los gases en el inicio del escape (punto 6), al ser un proceso isentrópico. Los valores de las variables de los gases vuelvan a cambiar y, por ellos, se deben de indicar como distintas. [23]

$$T_6 = T_5 \left(\frac{P_{es}'}{P_5} \right)^{\frac{\gamma_r - 1}{\gamma_r}}$$

4.4.1.5 Carrera de escape

La presión a lo largo de toda la carrera será la misma, puesto que la válvula se mantiene abierta, y en el momento que se cierre, la expulsión finalizará y la presión volverá a variar. [23]

En esta etapa se habla de unos gases residuales que son aquellos que se quedan atrapados en el cilindro al final de la carrera de escape. Estos gases ocuparán un volumen en el cilindro que será igual al V_{PMS} , ya que el cilindro no vuelve a estar vacío por completo y dará lugar a una disminución de la masa.

La nueva masa de los gases residuales se hallará a partir de los valores del punto 7, el punto final de la carrera de escape. El volumen de este punto será igual al V_{PMS} y la presión será igual a la presión de escape.

$$m_{res} = \frac{P_7 V_7}{R_g T_7}$$

En este proceso tenemos un parámetro característico llamado fracción de gases residuales. Este parámetro indica la cantidad de gases residuales que hay en la masa total que se introduce en el cilindro. Para la primera iteración de la simulación se impondrá un valor arbitrario de esta fracción para asignar un valor inicial de gases residuales.

$$f = \frac{m_{res}}{m}$$

Por último, al igual que el proceso de compresión y de expansión, la carrera de escape solo produce un trabajo y no genera ningún calor, por lo que es un proceso adiabático. El trabajo se calculará a partir de la diferencia de volúmenes entre el inicio del escape, es decir, momento en

el que la válvula se abre (5), hasta el punto en el que se cierra la válvula y finaliza (7). La presión será la misma al ser todo el espacio temporal donde la válvula se mantiene abierta. El volumen en el 5 es el mismo que el volumen en el punto 6. [23]

$$W_{6-7} = P_{es}(V_7 - V_6)$$

4.4.1.6 Cierre válvula de escape y proceso de admisión

En este proceso únicamente se igualan presiones para que puedan entrar y salir el gasto másico de gases. No existe generación de calor ni trabajo realizado al ser sistema abierto entre los puntos 7 y 8 del ciclo.

Después de cerrarse las válvulas de escape, seguidamente se abren las válvulas de admisión. La presión a la que se encuentran los gases residuales en el interior del cilindro es mayor, que la presión a la que se encuentra los gases en el colector de admisión. Por este motivo, al abrir las válvulas de admisión, parte de los gases residuales salen hacia el colector de admisión hasta el momento en el que se igualan las presiones, y son reintroducidos en el interior del cilindro.

Los gases que se encuentran en el colector de admisión, han pasado previamente por los aparatos situados en el tracto de admisión. Estos gases juntos con los gases residuales que han quedado en el cilindro, se mezclarán con el combustible que se inyecta en el proceso de compresión.

La etapa de admisión es un proceso adiabático, en el que se produce un trabajo. Este trabajo se calculará con la ayuda de las relaciones de compresión y expansión, relacionando los diferentes volúmenes del ciclo. [23]

$$V_{1'} - V_8 = q \frac{r_c - 1}{r_e - 1}$$

$$W_{1'-8} = P_8 q \frac{r_c - 1}{r_e - 1}$$

La temperatura en la admisión no coincide con la temperatura atmosférica, debido a que los gases que se introducen sufren una variación durante esta etapa. La temperatura atmosférica sufre un pequeño calentamiento que dará lugar a la temperatura de admisión real. Este aumento de temperatura se representa con un coeficiente, que relaciona la temperatura de admisión referenciada con la atmosférica y la temperatura de admisión una vez ya dentro del tracto de admisión. [23]

$$v_{ad} = \frac{T_{ad}}{T_{ad}'}$$

Para iniciar la simulación se impone una temperatura inicial en el punto 1, ya que esta depende de variables que se llevan a cabo en otros procesos. Al finalizar los procesos termodinámicos que siguen a la admisión y que se han explicado previamente, es decir, la etapa de compresión, combustión, expansión y expulsión de los gases, esta temperatura del punto 1 se recalcula con una ecuación concreta. Por tanto, T_1' se recalculará al final de cada ciclo termodinámico completo y dependerá de lo ocurrido en el anterior.

Otra variable que se debe de calcular una vez se haya completado un ciclo entero es la fracción de los gases residuales. Esto se debe a que la cantidad de los gases residuales que ocuparan el cilindro dependerá de la combustión llevada a cabo en el ciclo anterior. Al igual que la temperatura en el punto 1, esta variable f se actualizará al finalizar cada ciclo termodinámico.

4.4.2 Composición de los gases y propiedades

Encontramos dos tipos de composiciones: los gases que se introducen en el cilindro y los gases obtenidos en la combustión. Los primeros serán los gases reactantes y los gases producto serán el resultado de la finalización de la reacción de combustión.

Los gases reactantes localizados al final del colector de admisión estarán formados por aire procedente del exterior (m_a), gases residuales procedentes del ciclo anterior (m_r), que por diferencia de presiones salen del cilindro tras ser atrapados y, por último, gases residuales pero recirculados mediante el sistema de reducción de NO_x llamado Exhaust Gas Recirculation o EGR (m_{EGR}).

$$m = m_a + m_{res} + m_{\text{EGR}}$$

La masa de los residuales se puede calcular a partir de la fracción de los gases residuales (f), donde relaciona la cantidad de gases residuales que hay en el total de gases introducidos en el cilindro. A parte de este parámetro, se necesitará saber el total de gases que se pueden introducir en la cámara de combustión, para que reaccione todos.

$$m_{res} = m (1 - f)$$

La variación aportada por el EGR se explicará en profundidad en la sección de renovación de carga, pero ahora se denominará EGR_a . La masa de aire se podrá calcular combinando estas dos últimas ecuaciones, viendo así la cantidad de masa de aire aspirada que se necesita para completar la mezcla.

$$m_a = m \cdot \frac{(1 - f)}{(1 + \text{EGR}_a)}$$

La variable m hace referencia a la masa de reactantes que en nuestra simulación se ha calculado con la ecuación de estado de los gases, utilizando los valores de la presión, temperatura y volumen en el punto 1 del ciclo. [23]

La masa de combustible es añadida en el cilindro directamente mediante un sistema de inyección directa, y se puede calcular mediante el dosado y la masa de aire introducido. Esta relación se explicará más adelante. [23]

$$m_{comb} = F \cdot m_a$$

Añadiendo la masa de combustible a la masa introducida en el cilindro crea una mezcla que reaccionará con la chispa y dará lugar a unos productos. La masa de estos productos se calcula con la suma de masas que forma la mezcla reactante. [23]

$$m_p = m + m_{comb}$$

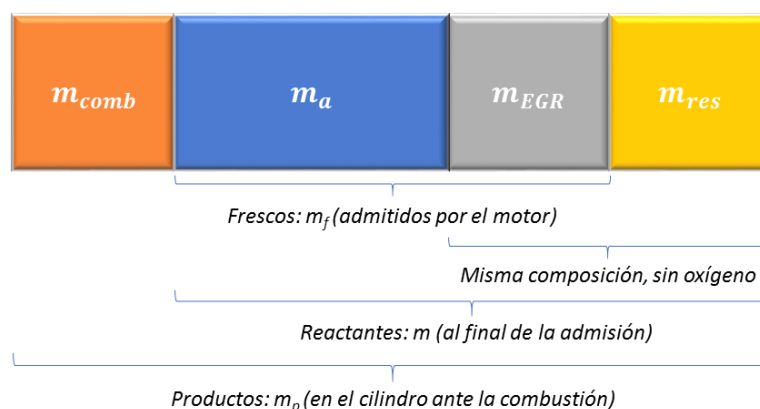


Figura 4.15: Esquema de la composición del flujo de trabajo. (Elaboración propia) [23]

Los gases introducidos en el interior del cilindro sufren alteraciones a medida que se van encadenando los distintos procesos termodinámicos, que ya han sido explicados. Por ello, es importante conocer los valores de aquellos parámetros que influyen en la composición y las propiedades de los gases.

Los gases introducidos en la cámara de combustión, tras pasar por el proceso de combustión y haberse realizado la reacción química pertinente, pasan a ser productos. Estos productos pasarán a ser residuales, una vez que salgan fuera del cilindro del motor y sean reintroducidos de nuevo por el sistema de EGR, o bien, se queden atrapados en el cilindro y se reintroduzcan por la diferencia de presiones en la admisión y el cilindro.

Las variables características de los gases varían a lo largo de estas tres fases. Estas variables son la capacidad calorífica a presión constante (C_p) y a volumen constante (C_v) y, por último, su constante de los gases (R_g). La combinación de estas variables da lugar a otro parámetro importante denominado “ γ ”, el cual también varía en cada fase.

Según la hipótesis mencionada anteriormente, relacionada con la variable R_g , se supondrá el mismo valor para todas las etapas, debido a que su valor varía de una manera despreciable. Se utilizará una ecuación característica para calcular “ γ ” en cada etapa. Las capacidades caloríficas de los gases se calcularán a partir de los parámetros R_g y “ γ ”.

La primera etapa hace referencia a los gases reactantes, puesto que corresponden a los gases localizados durante las etapas de admisión y compresión, y que posteriormente serán los que reaccionen en la combustión. Para comenzar con los cálculos de " γ " se va a suponer unos gases frescos, es decir, gases puros que no contienen ningún tipo de gas residual y, para ello, la fracción de los gases residuales se supondrá nula. La ecuación empleada será la siguiente.

$$\gamma = 1.413 - 0.0045F_R - 0.075 \frac{T}{1000} + 0.01(f + EGR_f)$$

Esta ecuación está tomada de los apuntes del curso online que ofrece la Universidad Carlos III (OCW), en el apartado de la asignatura de Motores Térmicos Capítulo 3. [23]

El valor de T de la ecuación, como ocurre con la fracción de los gases residuales, se supondrá un valor inicial y será la última iteración la que proporcionará el valor real. Esta temperatura es la localizada en el punto 1', cuando la válvula de admisión cierra, después de sufrir un retraso en el cierre (RCA) y da lugar al comienzo de la etapa de compresión. Esta temperatura dependerá de varios parámetros desarrollados a lo largo del ciclo anterior y, por ello, se recalcula al final de cada ciclo del motor.

La ecuación de esta temperatura se halla relacionando los factores que afectan a los gases frescos y a los gases residuales, reintroducidos por el EGR o localizados en el interior del cilindro. Dependerá principalmente de la temperatura del aire aspirado por el tracto de admisión (T_{ad}), de las variables de los gases iniciales, de las variables de los gases residuales (representados mediante la fracción de gases residuales con reactantes) y, por último, de capacidad calorífica a volumen constante de los gases.

$$T_1' = T_{ad} \frac{(1-f)\gamma}{1 + \frac{(\gamma-1)}{\pi_{re}} \left(1 - \frac{1}{r_c}\right) - \frac{C_{vr}}{C_v} f \frac{T_7}{T_1}}$$

El procedimiento para hallar la ecuación final de T_1' , se encuentra en el curso online que ofrece la Universidad Carlos III (OCW), en concreto en la asignatura de Motores Térmicos Capítulo 3. [23]

Uno de los parámetros más importantes, por su influencia a la hora de calcular T_1' es el fenómeno conocido como resonancia en la admisión. Se introduce con la variable π_{re} y actúa sobre los gases introducidos en el colector de admisión. La resonancia producida actúa sobre la presión en la admisión aumentándola. Al aumentar la presión también lo hará la temperatura, ya que son dos parámetros que se encuentran directamente relacionados.

Una vez explicado las ecuaciones necesarias para los gases reactantes, a continuación, se explicará las respectivas para los productos y los residuales. Se utilizará la ecuación anterior para ambos tipos de gases, con la diferencia de utilizar la temperatura de la etapa donde están los productos o la temperatura final de los residuales.

$$\gamma = 1.411 - 0.03F_R - 0.067 \frac{T}{1000}$$

La temperatura de los productos será el promedio entre las temperaturas inicial y final de la combustión, es decir, el intervalo entre los puntos 2 y 4, incluyendo así las dos etapas de la combustión. Para los gases residuales se empleará de nuevo un promedio, pero en este caso entre los puntos 5 y 7, siendo estos el principio y fin de la etapa de expansión y escape. [23]

4.4.3 Modelo de combustión

4.4.3.1 Pérdidas de calor J_c

Para que la combustión se pueda realizar correctamente, se debe de implementar la variación de ciertos parámetros característicos. Su variación repercutirá en la forma de realizarse la combustión y, por ello, se introducen como variables necesarias para calcular el calor real generado en el proceso de combustión.

Como todo proceso termodinámico en el que se produce un calor específico, se deben de calcular unas pérdidas que hacen que el calor real generado sea menor. La variable que refleja la transferencia de calor dentro del cilindro durante la combustión es J_c .

Se emplean correlaciones para un coeficiente de transferencia de calor por convección, es decir, la transferencia de calor por medio de un fluido, en este caso la mezcla, incluyendo además la radiación. Esto demuestra que no solo la combustión depende de variables termodinámicas, sino que también depende de aspectos fluido mecánicos. Todo esto quedará resumido en la siguiente ecuación, que será la implementada en la simulación para la variación del parámetro J_c , el cual influenciará el resultado final de Q_{comb} . [23]

$$1 - J_c = \frac{(1 + EGR_a)D^{-0.2}}{L_i F} \frac{T_4 - T_{refr}}{\left(\frac{P_4}{R_g T_4} \frac{2nl}{60}\right)^{0.25}}$$

4.4.3.2 Estimación del rendimiento de la combustión

Otro factor a tener en cuenta es el rendimiento de la combustión. Su función es valorar la efectividad del proceso de combustión, es decir, si la combustión ha sido perfecta o han quedado partículas inquemadas. El grado de perfección del proceso depende de la proporción de aire, gases y combustible y, por ello, para el cálculo del rendimiento se deberá tener en cuenta la regulación de carga mediante el dosado.

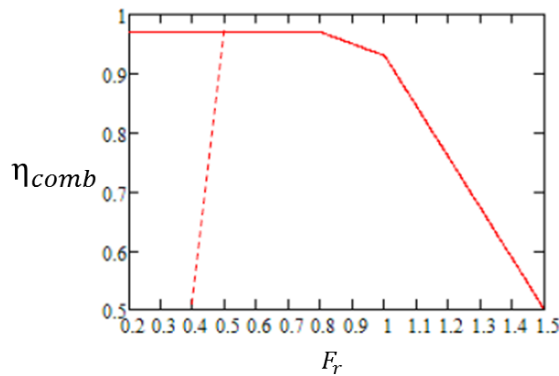


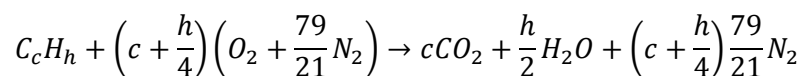
Figura 4.16: Diagrama de la variación del rendimiento de la combustión frente a la variación de carga. [23]

Cuanto mayor es el dosado ($m_{comb} > m_a$) quiere decir que la mezcla es rica ($F_r > 1$) y sobra combustible porque no hay suficiente aire para reaccionar con toda la gasolina. Este caso es más típico de un motor de encendido provocado (MEP) para máximo par.

En cambio, si el dosado es pobre ($F_r < 1$), es decir, en el cilindro hay mayor cantidad de aire que de combustible, el rendimiento de la combustión será mucho mayor debido a que se consigue quemar todo el combustible introducido, que es lo que realmente se busca. Es típico también de MEP de mezcla estratificada, pero también para motores de encendido por compresión.

4.4.3.3 Composición del combustible

Se ha supuesto un aire formado por moléculas de oxígeno y nitrógeno, en concreto, un 21% de oxígeno (O) y un 79% de nitrógeno (N). Se ha seleccionado una gasolina formada por carbono (C) e hidrógeno (H) únicamente para simplificar la reacción de combustión. La gasolina formulada como C_cH_h , con un número de 8.3 carbonos y 15.5 hidrógenos, reacciona con el aire formado por oxígeno y nitrógeno (con sus respectivos porcentajes), para dar lugar a unos productos como son el CO_2 , H_2O (agua) y restos de aire que no hayan reaccionado.



Suponemos que se produce una reacción de combustión perfecta, es decir, que todo el combustible reacciona con todo el aire introducido. El resultado de esta suposición dará lugar a un dosado conocido como dosado estequiométrico, que representa la proporción perfecta de combustible y aire que se debe de introducir para que todo reaccione perfectamente. Este dosado estequiométrico es el que posteriormente se introduce en el denominador de la fracción que calcula el dosado relativo, que es el dosado con el que realmente se regula la carga del motor. [34]

$$F_e = \frac{12c + h}{\left(c + \frac{h}{4}\right) \left(O_2 + \frac{79}{21} N_2\right)}$$

Normalmente el valor de este dosado para los motores gasolina, se encuentra en torno a 1/15 o 0.066, si el número de carbonos e hidrógenos es de 8.3 y 15.5 respectivamente. En este caso la simulación nos da un valor de 0.0688. [34]

4.4.4 Renovación de carga

4.4.4.1 Resonancia en la admisión

En los conductos de admisión y escape se producen unas ondas secundarias, al circular lo gases, como consecuencia de la interacción de las ondas con distintas singularidades, es decir, cambios de sección o simplemente la interrupción del pase de los gases.

Se hará hincapié en esta sección únicamente en el fenómeno ocurrido en el conducto de admisión. Cuando el extremo del conducto se encuentra abierto, es decir, el grado de apertura de la válvula de mariposa es máximo, la presión en el extremo abierto del conducto debe ser constante e igual a la presión exterior. Esto se traduce en que, el extremo abierto produce una perturbación de igual amplitud, pero de signo contrario a la onda incidente sobre el mismo.

$$p^- = -p^+$$

La construcción gráfica de este proceso de reflexión, donde la onda incidente es de compresión, se puede encontrar en la siguiente Figura 4.17 apreciando cómo dicha perturbación incidente es reflejada como onda de rarefacción que se propaga aguas arriba. [37]

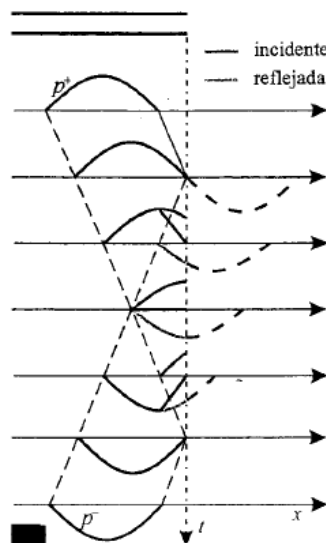


Figura 4.17: Reflexión de ondas por extremo abierto. [37]

Lo recientemente explicado se producirá en el proceso de admisión durante la aspiración de los gases para ser introducidos en el cilindro del motor. Se supondrá el caso de un único cilindro ya que, en la simulación del motor, la iteración del ciclo se realiza para un único cilindro.

Durante el proceso de admisión se genera esta onda de rarefacción que se transmitirá a lo largo del conducto de admisión hasta que sea reflejada en alguna discontinuidad. Se supondrá un conducto de sección constante y de longitud L con el extremo abierto a la atmósfera. Esta onda de rarefacción generada se transmite a través del tubo hasta su extremo. En ella la onda de rarefacción es reflejada como una onda de sobrepresión y viaja hacia la válvula y puede llegar antes de que la válvula se haya cerrado, produciendo un aumento de presión en la válvula al final de la carrera de admisión. [5]

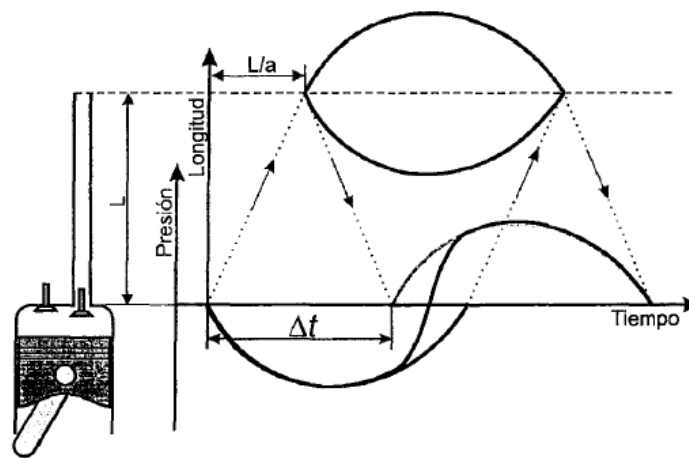


Figura 4.18: Transmisión y reflexión de ondas en el conducto de admisión de un motor mono cilíndrico. [5]

La evolución de la presión será el resultado de la superposición de las ondas incidentes y reflejadas en la que esta última tiene un desfase debido al tiempo necesario para recorrer el conducto a la ida y a la vuelta. Al ser una onda acústica la velocidad de las ondas será la velocidad del sonido (a_o) y, por tanto, se podrá calcular el desfase temporal (Δt) de la onda reflejada con la onda incidente.

$$\Delta t = \frac{2L}{a_o}$$

Para calcular la presión de esta onda de rarefacción, se hallará la ecuación de la onda incidente y la onda reflejada y será el resultado de la suma de estas dos, la ecuación buscada. La duración de la onda de incidencia será el tiempo que se encuentra la válvula de admisión abierta, es decir, el intervalo entre la apertura de la válvula y el retraso al cierre de admisión (RCA). Se tendrá en cuenta los grados debido a que las gráficas de las ondas son sinusoidales. [5]

$$t_{AA} = \frac{180 + RCA}{60 n}$$

La ecuación de la presión de la onda incidente tendrá forma senoidal pero inversa, y por ello se añade el signo negativo a la función.

$$p^- = -A^- \sin\left(2\pi \frac{t}{2t_{AA}}\right)$$

En cambio, la función de la onda refleja será la misma, pero con el desfase temporal, explicado al principio, sumado al tiempo de la onda incidente.

$$p^+ = A^+ \sin\left(2\pi \frac{t_{AA} - \left(\frac{2L}{a_o}\right)}{2t_{AA}}\right)$$

Al igual que las presiones de las dos ondas guardan una relación, también se puede formular una relación de sus amplitudes. La relación de las áreas de paso del flujo (σ) influye en el cálculo de las amplitudes ya que, al ser un ensanchamiento brusco, porque el área del colector es más pequeña que la del conducto, el valor de σ será de una magnitud a tener en cuenta.

$$\sigma = \frac{A_{colector}}{A_{conducto}}$$

$$A^+ = \frac{1 - \sigma}{1 + \sigma} A^-$$

Por tanto, la ecuación de la sobrepresión será la suma de las dos ondas, es decir, la incidente y la reflejada.

$$P_{\Sigma} = A^- \frac{1 - \sigma}{1 + \sigma} \sin\left(2\pi \frac{t_{AA} - \left(\frac{2L}{a_o}\right)}{2t_{AA}}\right)$$

Debido a que la geometría del colector es variable, la longitud de este se ha implementado para que varíe según las revoluciones por minuto. Se ha optimizado para 1500 rpm y 4500 rpm. El parámetro L se calcula a partir del tiempo de apertura de la admisión, que lo componen el ángulo de apertura de la admisión ($\alpha_{AA} = 180 + RCA$) y las revoluciones por minuto, y, por último, de la velocidad del sonido.

$$L = a_o \cdot \left(\frac{\alpha_{AA}}{360} \frac{60}{n} \right)$$

La amplitud de las curvas sinusoidales está directamente relacionada con la apertura de la válvula de admisión. Por este motivo para su cálculo se tendrá en cuenta los efectos característicos de la inercia que tiene el flujo en las pipas de admisión, en este caso. Esto se debe a que la inercia influye en la apertura y cierre de la válvula.

La inercia tiene en cuenta el diámetro de paso relacionándolo con el de la válvula de admisión, la longitud de la pipa relacionada con la del cilindro, el número de válvulas por el que va a pasar el flujo y, por último, la velocidad media del pistón. [5]

$$A \sim \frac{K}{2} \frac{1}{N_{v,ad}} \frac{L_{pipa}}{l} \left(\frac{D}{0.85 D_v} \right)^2 \frac{1}{C_D} \left(\frac{2nl}{60} \right)^2$$

Además de tenerse en cuenta la inercia del flujo, para calcular la amplitud, se tiene en cuenta el coeficiente de descarga C_D de la válvula, es decir, relaciona la sección efectiva con la sección real de paso del flujo. El valor de esta constante ha sido hallado a partir de la siguiente gráfica:

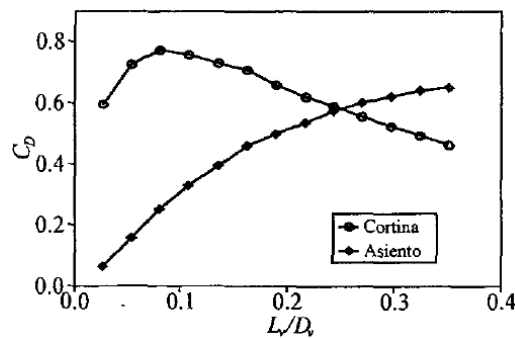


Figura 4.19: Comparación de coeficiente de descarga de una válvula. [37]

Se debe hallar la relación entre el levantamiento de la válvula (L_v) y el diámetro (D_v) para poder sacar el valor de la constante. [37]

Esta sobrepresión que se acaba de explicar, forma parte de un fenómeno que se produce durante el proceso de admisión en el tracto de admisión. Este fenómeno se denomina resonancia en la admisión y se debe tener en cuenta a la hora de simular el motor debido a que influye a la hora de renovar la carga del motor.

Viene reflejado en un parámetro que relaciona la presión del proceso de admisión con la presión justo al final de esta etapa, en el momento que el pistón empieza a ascender comenzando con la carrera de compresión. Esta última presión es aquella que se encuentra influenciada por la sobrepresión recientemente explicada. Por tanto, el parámetro π_{re} será aquel que relacione la presión en el punto 1' con la presión de admisión.

$$\pi_{re} = \frac{P_1'}{P_{ad}} = \frac{P_{ad} + P_{\Sigma}}{P_{ad}}$$

4.4.4.2 Relación de presión a través de la válvula de admisión

Las válvulas de admisión y de escape son las zonas del tracto de admisión donde menor es el área de paso. Esto dará lugar a mayores velocidades de paso del flujo, pero en cambio se producirá un efecto negativo debido a la compresibilidad del flujo. Se produce en especial cuando las válvulas no se encuentran abierta completamente. Esta compresibilidad produce un salto de presión entre el cilindro y la pipa de admisión, en este caso.

Se utiliza un parámetro para cuantificar los efectos de esta compresibilidad. Tiene carácter adimensional y relaciona la velocidad del fluido a través de la válvula (u) con la velocidad del sonido (a_0). Este parámetro se define como número de Mach y para hallarlo consideramos que el aire se comporta como un gas ideal.

$$M_v = \frac{u}{a_0}$$

Al variar la velocidad del flujo también lo hace a su vez el número de Mach como podemos ver en la ecuación. La velocidad del flujo corresponde a la velocidad media en la válvula y esta se puede relacionar con la velocidad media del pistón multiplicada por la relación de las áreas del pistón y la efectiva en la válvula, calculada esta última como el área geométrica por el coeficiente de descarga promedio. [5]

$$\overline{M}_v = \frac{1}{N_v} \left(\frac{D}{D_v} \right)^2 \frac{C_m}{a_0 \overline{C}_D}$$

Esta compresibilidad provoca una variación en la presión de admisión. Se utiliza un coeficiente para representar esta variación, compara la presión de admisión con la influencia de la presión atmosférica P_{ad} , con la presión real que encontramos en el tracto de admisión prácticamente en el cilindro (P_{ad}').

$$\pi_{ad} = \frac{P_{ad}}{P_{ad}'}$$

Para poder calcular este parámetro se relacionará la variación del rendimiento volumétrico en función del número de Mach. El rendimiento volumétrico relaciona la masa de aire admitida por el motor frente a la masa de referencia, es decir, la masa que cabe según las dimensiones del cilindro. [23]

$$N_v = \frac{m_{aire}}{\rho_{ad} Q} = \frac{P_{ad}' (V_{RCA} - V_{PMS})}{R_g T_{ad}' Q} \cdot \frac{T_{ad}}{P_{ad}}$$

La primera fracción es el desarrollo de las variables que influyen sobre la masa de aire en el cilindro, mientras que la segunda fracción refleja las propiedades de la admisión. La relación de temperaturas equivale al parámetro simbolizado como v_{ad} , que representa la elevación de temperatura que se produce en el tracto de admisión. La diferencia de volúmenes frente a la cilindrada total del cilindro del motor, se puede resumir en el parámetro a . este parámetro es un coeficiente que relaciona el volumen del cilindro cuando se produce un retraso en el cierre de admisión ($V_{RCA} - V_{PMS}$) con el volumen total del cilindro (Q). La ecuación final del rendimiento frente al parámetro que relaciona las presiones es la siguiente:

$$N_v = \frac{v_{ad} a}{\pi_{ad}}$$

Para poder despejar π_{ad} se debe de calcular primero el rendimiento y para ello se calculará una ecuación que relacione el número de Mach con el rendimiento. Esta ecuación se a partir de la gráfica representada en la siguiente figura.

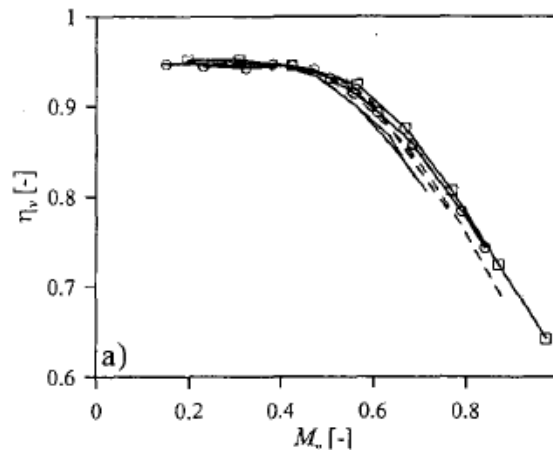


Figura 4.20: Gráfica de la variación del rendimiento volumétrico en función del número adimensional de Mach. [5]

Se puede ver que a mayores números de Mach menor es el rendimiento volumétrico, siendo dos parámetros inversamente proporcionales. Además, se observa que la disminución del rendimiento se acelera entre los valores del número de Mach de 0.6 a 0.98, este último cercano a la unidad.

La ecuación final del parámetro que representa la variación de presión en la admisión es la descrita a continuación.

$$\overline{\pi_{ad}} = \frac{1}{0.95} + (9.4 \cdot 10^{-4})e^{6.67\overline{M_v}}$$

4.4.4.3 Relación de presión en el escape forzado

Este coeficiente representa, al igual que π_{ad} , una variación de presión, pero este caso en la línea de escape. Relaciona la presión en el cilindro en el momento del escape P_{es}' , con la presión en el colector de escape P_{es} con la influencia de la presión atmosférica.

$$\pi_{es} = \frac{P_{es}}{P_{es}'}$$

Las ecuaciones se basan en la circulación de un flujo por el estrechamiento de un conducto como aparece representado en la siguiente figura.



Figura 4.21: Esquema de la circulación de un flujo por un conducto con cambio de diámetro. Fuente: *Elaboración propia*

La velocidad inicial V_0 y la temperatura inicial T_0 son aquellas en las que se encuentra el fluido en el cilindro, mientras que V_g y T_g son los parámetros del fluido una vez dentro del conducto de escape. Al ser una superficie muy grande con respecto al conducto por el que son expulsados los gases de escape, la velocidad en el punto inicial será de remanso, es decir, la velocidad relativa del fluido respecto al cuerpo es nula.

Si igualamos la suma de las propiedades con el movimiento del fluido, al principio y al final del sistema esquematizado, podemos obtener una expresión para poder calcular la relación de las temperaturas al principio y al final.

$$C_p T_0 = C_p T_g + \frac{1}{2} V_g^2$$

Se parte de esta ecuación, y al ser el mismo fluido de principio a fin, la variable C_p será constante en toda la ecuación. Al igual que con el caso de la admisión, en el escape también se utilizará el número de Mach como representación del efecto de la compresibilidad, ya que como se ha

mencionado, se produce un incremento de presión al salir el fluido al conducto. En número de Mach en este caso corresponderá a la siguiente expresión.

$$M_g = \frac{u}{a_o} = \frac{V_g}{\sqrt{\gamma R_g T_g}}$$

El número de Mach en el escape se calcula, al igual que en la admisión, con las variables relacionadas a la geometría de las válvulas de escape, es decir, la velocidad media de la válvula, las áreas efectivas de la válvula o el coeficiente de descarga promedio. Los valores de estas variables varían en el escape ya que el diámetro de las válvulas de escape es menor que el de admisión, por ello, el valor del coeficiente de descarga también será menor.

$$\overline{M}_g = \frac{1}{N_v} \left(\frac{D}{D_{v,es}} \right)^2 \frac{C_{m,es}}{a_o \overline{C}_{D,es}}$$

Finalmente introduciendo el número de Mach, el cual tiene en cuenta la velocidad del sonido y, además, las propiedades del fluido, se puede obtener la siguiente expresión final de las temperaturas iniciales y finales del sistema.

$$\frac{T_o}{T_g} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_g^2$$

Una vez calculada la relación de las temperaturas, en el cilindro y en el conducto, y sabiendo que el proceso de escape es isentrópico, se podrá calcular el incremento de presión durante esta etapa. Esta relación de presión dentro del cilindro y en el conducto de escape, se hallará relacionando las temperaturas y presiones, mediante las expresiones características de los gases ideales caloríficamente perfectos en un proceso termodinámico isentrópico.

$$\frac{T_o}{T_g} = \left(\frac{P_o}{P_g} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Relacionando las dos últimas expresiones, se hallará la expresión final del cociente que representa el incremento de presiones, es decir, el cambio de presión que sufre el fluido al pasar del cilindro al conducto de escape.

Por último, recordar que los gases que circulan por esta etapa tienen las mismas propiedades que los gases que quedan atrapados en el cilindro, es decir, aquellos gases residuales y, por ello, las propiedades de los gases que se utilizarán serán aquellos con el valor correspondiente al de los residuales.

$$\pi_{es} = \frac{P_0}{P_g} = \left(1 + \frac{\gamma_{res} - 1}{2} \cdot M_g^2\right)^{\frac{\gamma_{res}}{\gamma_{res} - 1}}$$

4.5 Método de cálculo

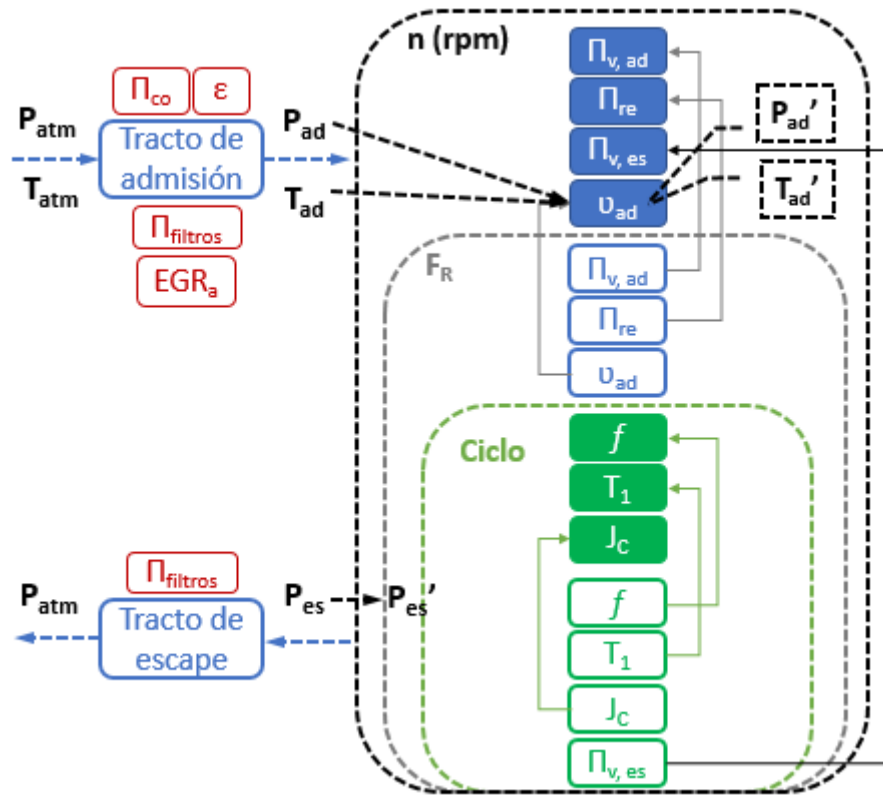


Figura 4.22: Algoritmo de la simulación del proyecto. (Elaboración propia)

Este algoritmo representa un esquema simplificado de la simulación que se ha llevado a cabo del motor del presente trabajo. La simulación se basa en la iteración del ciclo termodinámico del motor en función de las revoluciones por minuto (n), y el grado de carga regulado mediante el dosado relativo (F_r). El bucle en función del régimen de giro y el bucle en función del dosado relativo se han introducido mediante un bucle “For”. En cambio, para poder iterar los procesos termodinámicos que se producen en el cilindro, se ha utilizado un bucle “While”.

Para que la simulación se aproxime a la realidad se han implementado una serie de parámetros, que representan la acción de aquellos mecanismos localizados en el tracto de admisión, ya que aquí se producen unas pérdidas de carga, entre otras cosas. Mirando la parte del esquema de la admisión en la Figura 4.22, se ve que primero los gases se encuentran a una presión y temperatura atmosférica, después pasan a tener unas condiciones distintas antes de entrar en el cilindro y, por último, se volverán a modificar una vez en el cilindro. Lo mismo ocurre con la carrera de escape.

Además, se han incluido los parámetros necesarios para el correcto funcionamiento del sistema de turboalimentación, utilizado en uno de los modelos de simulación. Estos parámetros son π_{co} y ϵ , representando la acción del turbo compresor y del intercooler.

Para la limitación de las emisiones contaminantes se ha introducido el sistema EGR, el cual como se puede ver, está impuesto antes del comienzo del ciclo, en la posición en donde actúa.

Por último, aclarar que las variables localizadas en casillas coloreadas son las que inicialmente se les ha impuesto un valor, para comenzar la iteración. Las casillas sin relleno son el valor real calculado en la iteración y reintroducido en el bucle de la iteración siguiente.

4.6 Parámetros de actuación

Dentro de los parámetros de actuación de un motor de combustión interna alternativa, encontramos los parámetros indicados y efectivos. Estos parámetros son aquellos que caracterizaran al motor de las diferentes prestaciones, dependiendo del punto de funcionamiento y, además, las emisiones que se produzcan.

Los parámetros indicados son aquellos que hacen referencia a las características de los procesos en el interior del cilindro, en concreto en la cámara de combustión, mientras que los efectivos están relacionados con que se produce en el eje del motor. La diferencia principal entre estos dos tipos de parámetros básicos del motor son las pérdidas mecánicas.

El motivo por el que estos parámetros son fundamentales a la hora de evaluar un motor, se debe a la aportación de información relacionada con la potencia, rendimiento y emisiones, características claves para poder comparar distintos motores o estrategias de operación. [30]

4.6.1 Parámetros indicados

Antes de comenzar a describir los distintos parámetros indicados, se debe recordar que el ciclo termodinámico del motor es de 4 tiempos, por lo que consta de dos partes: el bucle de alta presión, que corresponde al proceso de compresión, combustión y expansión, aunque no íntegramente debido al ángulo de apertura del escape, que hace que una parte final de la expansión forme parte del proceso de escape, produciendo un retraso al cierre de admisión (otra parte que corresponde al proceso de admisión). Y el ciclo de baja presión, donde se bombean los gases para ser renovados. [32]

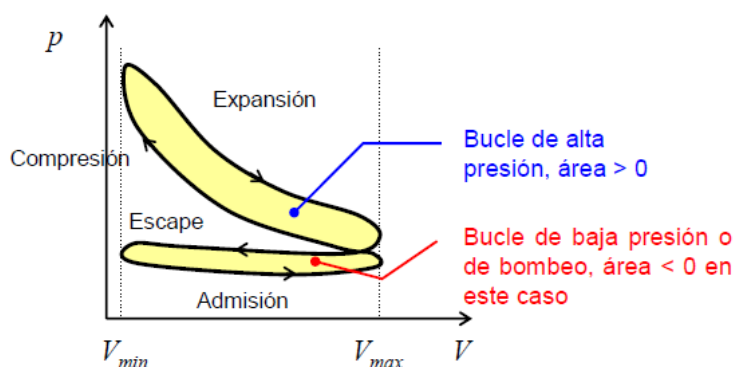


Figura 4.23: Diagrama P-V con señalización de los dos tipos de bucles que forman el ciclo de un motor alternativo. [32]

El trabajo neto cedido por los gases se puede calcular realizando la integral del bucle cerrado de todo el ciclo, es decir, todo el ciclo del diagrama P-V que vemos en la Figura 4.23. Si quitamos la integral, aquello perteneciente de la parte de baja presión el trabajo quedaría positivo, debido a que se recorre el área en sentido horario que conforma el bucle de alta. Esto ocurre de manera contraria cuando la integral solo contiene la parte de baja de presión, obteniendo un trabajo negativo. Una vez explicado estos conceptos se puede definir los distintos parámetros indicados. [32]

En resumen, como se ha podido ver, los parámetros indicados relacionan los aspectos termodinámicos del ciclo.

Trabajo indicado

Consiste en la integral del bucle de alta presión entre el punto muerto inferior en la admisión (PMI_{ad}) y el escape (PMI_{es}), es decir, el trabajo obtenido durante las carreras de compresión y expansión del ciclo.

$$W_i = \int_{PMI_{ad}}^{PMI_{es}} p \, dV > 0$$

Como se ha mencionado antes, el trabajo que nos debería de dar es positivo, ya que la fuerza la realizan los gases hacia el pistón. Esta es generada gracias a que, durante el proceso de combustión y expansión, la presión que hay en el cilindro es superior a la que había en el proceso de compresión. [30]

Por tanto, el trabajo del ciclo se calculará como, el sumatorio de los trabajos hallados en cada proceso termodinámico, despreciando aquellos que son nulos.

$$W_i = W_c + W_{3-4} + W_e + W_{6-7} + W_{ad}$$

El trabajo entre los puntos 6 y 7 es aquel que se produce durante la carrera de escape debido a las diferencias de volúmenes al iniciar el escape de los gases y al finalizarlos. También encontramos un trabajo de admisión debido al incremento de volumen de gases que se absorben en este proceso. Los trabajos restantes son aquellos que ya se han mencionado, es decir, el trabajo de compresión, combustión, a presión constante, y el de expansión. [23]

Aunque se han añadido aquellos trabajos pertenecientes al bucle de baja presión, estos tienen un valor menor que los de alta, y por ello, se define como los trabajos del bucle de alta presión.

Potencia indicada

La potencia se define como el trabajo que se produce por unidad de tiempo, por tanto, la potencia indicada se hallará a partir del trabajo indicado. Se puede circular para un único cilindro o para el motor completo.

$$N_i = N W_i i \frac{n}{60}$$

La variable N se refiere al número de cilindros. El factor del tiempo son aquellas variables que se encuentran al final de la ecuación, es decir, las revoluciones por minuto a las que gira el motor (n) y el tiempo que tarda el motor en hacer un ciclo, en este caso un motor de 4 tiempos, por lo que la variable i va a tener un valor de $\frac{1}{2}$. [30]

Rendimiento indicado

Es la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible [30]. La potencia térmica del combustible depende del gasto másico de combustible empleado y del poder calorífico de este. También se puede calcular para un cilindro o varios.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI}}$$

Presión media indicada

Hace referencia a aquella presión constante que, durante la carrera de expansión, produce un trabajo del mismo valor que el trabajo indicado. Es la relación de este trabajo indicado con la cilindrada del cilindro del motor, aunque también se puede calcular para varios.

$$PMI = \frac{W_i}{q}$$

La variable q se refiere a la cilindrada de un único cilindro, como se define en el apartado de parámetros geométricos. [30]

4.6.2 Pérdidas mecánica

Los parámetros de pérdidas mecánicas son aquellos que relacionan la energía mecánica existente en el pistón, con la que se tiene en el cigüeñal a la salida del motor. Estas pérdidas hacen referencia a las causadas por las pérdidas de bombeo, por la fricción creada por rozamiento de las piezas en movimiento del motor y las pérdidas por accionamiento de auxiliares.

El esquema siguiente muestra como los parámetros indicados, efectivos y aquellos de las pérdidas mecánicas se encuentran relacionados entre sí, deduciendo que las pérdidas mecánicas influirán en el valor total de todos los parámetros efectivos. Por este motivo, la

explicación de los parámetros relacionados con las pérdidas mecánicas se realiza de manera previa al de los parámetros efectivos. [30]

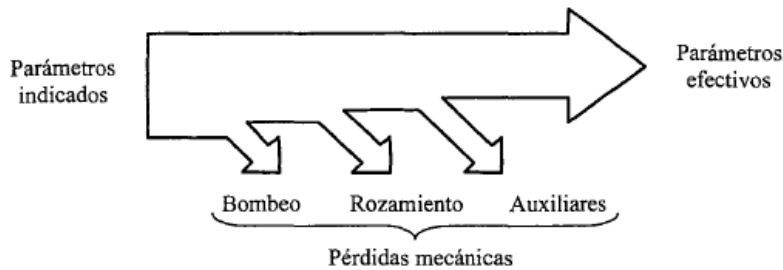


Figura 4.24: Esquema de la relación de los distintos parámetros de actuación con las pérdidas mecánicas. [30]

Aunque las pérdidas mecánicas estén formadas por varios tipos, en la simulación se van a tratar como una sola, despreciando así cualquier tipo de cálculo asociado a cada tipo.

Por último, las pérdidas mecánicas se pueden expresar en términos de trabajo específico, presiones medias, o bien, en términos de potencia. En cambio, cuando se quiere cuantificar las pérdidas de una forma no dimensional se recurre al rendimiento mecánico, el cual, se definirá más adelante. [38]

Presión media resistente

Para simplificar los cálculos de la variedad de pérdidas mecánicas, se utilizará una única ecuación que englobe todas ellas. Esta estimación incluye el bombeo del bucle de baja presión y con una presión media equivalente de fricción, con el fin de independizarlo del tamaño del motor. [23]

$$PMR = 0.25 + 0.189 \frac{n}{1000} + 0.029 \left(\frac{n}{1000} \right)^2$$

Rendimiento mecánico

Es el cociente entre la presión media efectiva y la presión media indicada. Aunque se indicará más adelante, la presión media efectiva es el resultado de restar la presión media indicada y la de las pérdidas mecánicas, por tanto, podemos hallar este rendimiento con los conceptos ya explicados. [23]

$$\eta_m = \frac{PME}{PMI} = \frac{PMI - PMR}{PMI}$$

El valor máximo de este rendimiento en motores sobrealimentados, tanto del tipo MEC como el tipo de motor de la simulación (MEP), es entorno el 80% y 90%. El valor del rendimiento decrece a medida que reduce el régimen de giro del motor.

4.6.3 Parámetros efectivos

Las pérdidas de energía producidas en el eje del motor dan como resultado un trabajo efectivo, por este motivo se dice que, los parámetros efectivos están relacionados con aquello que se produce en el eje. Por este motivo se ha explicado los conceptos y parámetros relacionados con las perdidas mecánicas.

Trabajo efectivo

Es aquel trabajo que se obtiene de restar las perdidas mecánicas al trabajo indicado del ciclo, aunque en la práctica también se puede calcular a partir de la potencia efectiva y el tiempo, como ocurre con los parámetros indicados.

Presión media efectiva

Es una presión constante que se obtiene a partir del trabajo efectivo, producido durante la carrera de expansión. Por tanto, se puede calcular con la misma ecuación que presión media indicada, pero utilizando el trabajo efectivo.

$$PME = \frac{W_e}{q}$$

También es posible calcular esta presión con la diferencia de presiones medias indicada y mecánica. Esta ecuación ha sido utilizada para calcular esta variable en esta simulación. [30]

$$PME = PMI - PMR$$

Potencia efectiva

Es la potencia que se encuentra en el eje del cigüeñal y es de menor valor que la indicada, debido a que se tienen en cuenta las pérdidas mecánicas, producidas hasta la salida de fuerza por el cigüeñal [34]. También se puede definir como la potencia máxima que rinde el motor por unidad de cilindrada o por unidad de peso.

En la simulación se ha definido como el producto de la presión media efectiva, la cilindrada total (se tienen en cuenta todo el motor), el factor del tiempo, es decir, las revoluciones por minuto (n) y los tiempos del motor, en este caso 4 tiempos ($i=1/2$). Recordamos que la presión media efectiva relaciona el trabajo con la cilindrada, por tanto, la potencia efectiva se puede calcular, al igual que con los parámetros indicados, como la relación entre el trabajo efectivo, en vez de la presión media efectiva, y el factor del tiempo.

$$N_e = PME \, Q \, i \, \frac{n}{60} = N \, W_e \, i \, \frac{n}{60}$$

Rendimiento efectivo

Es la relación entre la potencia efectiva y la potencia térmica que produce el combustible. La ecuación coincide con la formulada en el apartado de rendimiento indicado, pero referida al parámetro efectivo de la potencia. [30]

Al igual que ocurre con el trabajo, la potencia y las presiones medias, el rendimiento efectivo también se puede calcular a partir de los rendimientos indicado y mecánico. Esta relación se ha utilizado en la simulación.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m$$

En resumen, una breve explicación de la relación de los tres rendimientos es el siguiente esquema:

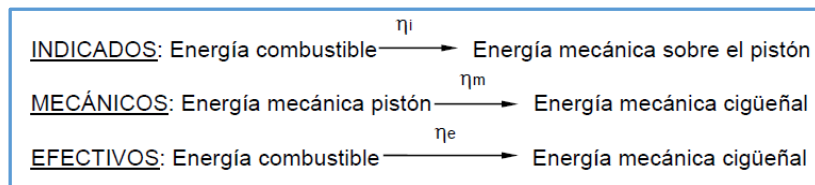


Figura 4.25: Resumen de las relaciones entre los parámetros de actuación. [34]

Se utilizan los parámetros indicados y mecánicos para calcular los parámetros efectivos, en vez de emplear las ecuaciones desarrolladas con las variables efectivas. La razón principal por la que se realiza de esta manera es, la importancia que se ha querido dar a las pérdidas mecánicas sobre los valores efectivos, ya que como ya se ha explicado y mostrado en la Figura 4.25, las pérdidas que se producen en el motor dan lugar a estos parámetros.

4.6.4 Rendimiento volumétrico

La evaluación del proceso de renovación de carga es una de las tareas más importantes que se deben de llevar a cabo en un motor. Su importancia se debe a que la renovación de carga abarca todos aquellos procesos que hacen posible el correcto funcionamiento del motor. Un ejemplo es el ajuste de la proporción ideal de mezcla (aire y combustible), controlar la fracción de gases residuales de ciclos anteriores y gases frescos y, además, la cantidad de combustible que se debe de inyectar para que reaccione por completo con todos los gases. [23]

Existe un parámetro adimensional que valora la eficacia del proceso de renovación de la carga, se denomina rendimiento volumétrico. Mide principalmente la masa de aire aspirada del motor, excluyendo los gases residuales ya que es más habitual medir el caudal de aire aguas arriba del sistema EGR, de los conductos de carburación o bien de la inyección. [30]

El rendimiento lo que realmente realiza es la comparación de esta masa de aire medida, con la masa que entraría en el cilindro a una temperatura y presión de admisión (T_{ad} y P_{ad}), debido a que hacen referencia al suministro al motor, generalmente aguas debajo de la válvula de mariposa. En resumen, compara la masa de aire que admite el motor frente a la masa de referencia. [23]

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_{ref}}$$

La ecuación escrita a continuación es la más completa y ha sido utilizada en esta simulación. A grandes rasgos compara, como ya se ha mencionado anteriormente, la masa de aire y de referencia, pero utilizando todos aquellos parámetros que provocan un efecto en el funcionamiento del motor. Se pueden agrupar estos parámetros en cuatro grupos, aquellos que provocan un efecto en la temperatura, en la presión, en el volumen y, por último, un efecto en la composición de la mezcla que se introduce en el motor. [23]

$$\eta_v = \frac{T_{ad}}{T_1} \frac{P_1}{P_{ad}} \frac{r_c}{r_e - 1} \frac{R_g}{R_{gp}} \frac{1 - f}{1 + EGR_a}$$

El efecto de la temperatura viene definido como la fracción entre la temperatura de los gases justo en el momento de admisión (T_{ad}) con el punto inicial de la compresión (T_1). Lo mismo ocurre con las presiones, teniendo en cuenta que la presión y la temperatura son inversamente proporcionales si recordamos la ecuación de estado de los gases ideales. El efecto de volumen tiene en cuenta las relaciones de compresión y expansión para agrupar las diferencias de volumen que a tener en cuenta. Y, por último, la última parte de la ecuación a aquellos efectos de la composición, es decir, al porcentaje del tipo de gas que se introduce en el motor. Esta parte abarca la masa de gases que se introducen, teniendo en cuenta la fracción de residuales con limpios (f) y el efecto del EGR en la mezcla y, además, la constante de los gases ideales (R_g), tanto de los gases iniciales como de los productos que se obtienen de la reacción química de la combustión.

4.6.5 Curvas características

Las curvas características son el recurso más utilizado para representar los distintos parámetros de funcionamiento de interés de un motor, sus prestaciones o incluso las emisiones producidas. Estas curvas muestran, como ya se ha mencionado, el intervalo de uso de un motor en términos de revoluciones y PME, pero también se utilizan para comparar distintos motores o evaluar la idoneidad dentro de dicho rango de operación.

Se suelen distinguir dos tipos de curvas características. Por un lado, se encuentran aquellas que corresponden al funcionamiento del motor cuando sus capacidades son máximas. Se denominan curvas a plena carga y sus parámetros son aquellos calculados cuando el accionamiento del acelerador del coche es máximo. En este tipo de gráficas los parámetros

fundamentales de un motor varían con el cambio de revoluciones por minuto del motor, es decir, con la variación de régimen de giro.

El segundo tipo de gráficas son aquellas en las que los parámetros varían con la modificación del grado de carga. Se denominan curvas características a carga parcial. Realmente los parámetros varían entorno a dos variables, el grado de carga ya mencionado y el régimen de giro como ocurre con las gráficas a plena carga. [39]

4.6.5.1 Curvas características a plena carga

Este tipo de curvas, para un motor de encendido provocado, se obtienen para la máxima densidad de admisión en régimen continuo. El par motor, la potencia efectiva y el consumo específico son los parámetros fundamentales de un motor, los cuales suelen ser representados en este tipo de gráficas. Estas curvas representan su variación respecto al régimen de giro del motor, es este caso revoluciones por minuto. [39]

La ecuación de cada uno de estos parámetros se obtiene relacionando varias variables que afectan a las prestaciones del motor. La explicación de la obtención de cada una son las siguientes:

- **Potencia efectiva:** Además de la ecuación descrita anteriormente en este apartado, se encuentra otra forma de representar este parámetro.

$$N_e = m_f PCI \eta_e = m_a F_r F_e PCI \eta_i \eta_m \eta_v \rho_{aire} Q n i$$

Se puede hacer un análisis de la dependencia de cada uno de estos parámetros y agruparlos. El primer grupo son aquellas variables que dependen del combustible y de las condiciones atmosféricas, como son el dosado estequiométrico (F_e), el poder calorífico del combustible (PCI) o la densidad del aire (ρ_{aire}).

El siguiente grupo sería el relacionado con el diseño del motor y las variables que indican el grado de éxito en el diseño. Encontramos la cilindrada total del motor (Q), el rendimiento efectivo (η_e) e (i) que, como ya se ha dicho su valor es $\frac{1}{2}$ al ser un motor de 4 tiempos.

El último grupo son aquellos parámetros de funcionamiento como el rendimiento volumétrico (η_v), el dosado relativo (F_r) y, por último, las revoluciones por minuto (n) [34].

- **Par motor:** al igual que la potencia del motor, es directamente proporcional a la cilindrada total del motor (Q). La diferencia es que no depende del régimen de giro, por ello, podemos calcular su ecuación a partir de la fórmula de la potencia dividiéndola entre el régimen de giro.

$$M_e = \frac{1}{2\pi} m_a F_r F_e PCI \eta_i \eta_m \eta_v \rho_{aire} Q n i$$

Al no depende del régimen de giro, se puede utilizar este parámetro para la comparación de varios motores que compartan la misma cilindrada total, aunque tengan distinto régimen de giro. [39]

- **Consumo específico:** representa el consumo de combustible por unidad de potencia extraída. Se puede expresar también en función del rendimiento efectivo, aunque se explicará más adelante en curvas características a carga parcial. [34]

$$g_e = \frac{m_f}{N_e}$$

La Figura 4.26 es un ejemplo de la representación de estos tres parámetros (Par, potencia y consumo) juntos, pero sobre ejes de referencia distintos. Así se puede resumir el funcionamiento básico de un motor en una única gráfica. Este ejemplo es el denominado curvas características a plena carga.

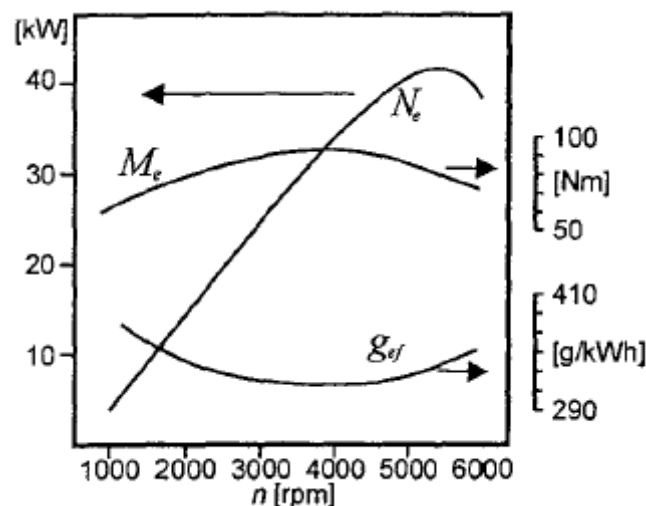


Figura 4.26: Gráfica con las Curvas características a plena carga de un motor alternativo. [39]

4.6.5.2 Curvas características a carga parcial

Este tipo de curvas se caracterizan por ser multiparamétricas, es decir, se representa la variación de uno o varios parámetros de interés, en función de una o más variables de operación del motor [30]. En este caso nos centraremos en la representación de una curva de isoconsumo específico de un motor de encendido provocado, como es el caso del motor gasolina de la simulación. Muestra la variación de la presión media efectiva (PME) frente a las revoluciones por minuto (n) pero, a su vez de manera indirecta, la variación de esta presión con respecto a la variación de carga que sufre el motor.

En muchas ocasiones el parámetro de las revoluciones por minuto se sustituye por la velocidad lineal media del pistón para así poder comparar en la misma gráfica, las distintas curvas

características de isoconsumo de distintos motores. La velocidad media del pistón representa el producto del valor de la carrera del pistón (S) por las revoluciones por minuto a las que gira, o si no, se podría utilizar la velocidad angular. [32] [39]

$$u_m = 2Sn$$

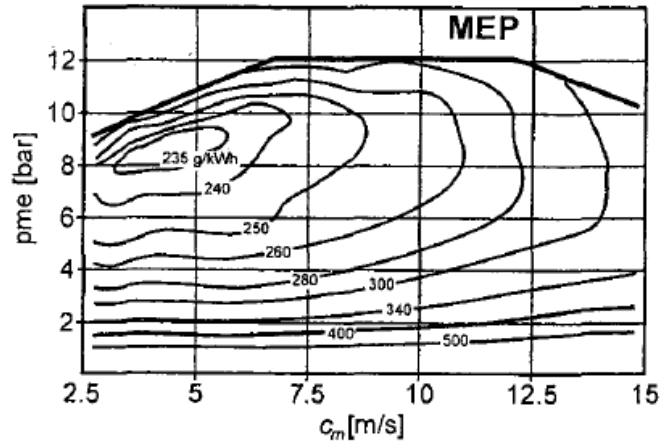


Figura 4.27: Curvas características a carga parcial de un motor gasolina. [39]

Dentro de este tipo de curvas hay dos aspectos importantes que se deben definir para poder entender correctamente los resultados observados en este tipo de gráficas. Una de ellas es la línea de plena carga y el aspecto es el polo económico. La línea de plena carga limita por arriba la zona de utilización del motor, siendo esta línea exactamente curva a plena carga del par motor de este mismo motor, es decir, la gráfica a carga parcial nos representa la suma de aquellas curvas a distintas cargas del motor y aquella a plena carga del motor.

El polo económico es un aspecto muy importante porque, gracias a él sabemos en qué condiciones de régimen y carga debe funcionar el motor, para que su rendimiento sea el máximo. En motor que funcione en un rendimiento máximo se conseguirá que su consumo específico sea mínimo. Lo recientemente mencionado queda demostrado a continuación. [39]

$$\left. \begin{aligned} N_e &= m_f PCI \eta_e \\ g_e &= \frac{m_f}{N_e} \end{aligned} \right\} g_e = \frac{1}{\eta_e PCI}$$

Regresando a los conceptos del polo económico, la ubicación de este la gráfica varía según el tipo de prestación que tenga el motor, aunque la mayoría suelen localizarse próximos a la línea de plena carga. Se resalta el polo económico debido a su gran importancia en esta simulación, como ya se ha explicado anteriormente, el objetivo de la simulación es lograr el desplazamiento de este punto, hacia la zona de conducción de la mayoría de los conductores para así reducir las emisiones de CO_2 , con un rendimiento mayor del motor y un menor consumo específico.

5 Resultados de la simulación

5.1 Motor base (EGR; $\pi_{co} = 1$; $\pi_{re} = 1$)

Se ha considerado como motor base un motor únicamente con limitación de emisiones contaminantes y, para ello, se ha introducido el sistema de recirculación de gases de escape (EGR). Como indica el título del apartado se ha impuesto que $\pi_{co} = 1$, es decir, que el motor no va a estar sobrealimentado. También se ha impuesto que $\pi_{re} = 1$, es decir, que la resonancia es inexistente porque la geometría del colector de admisión es constante.

Se ha simulado el motor en dos condiciones: la primera a plena carga, es decir, las variables características representadas están en función del régimen de giro y se ha impuesto para una máxima densidad de admisión. La segunda condición es la simulación del motor a carga parcial, donde se realiza un mapa completo de todos los puntos de funcionamiento del motor, es decir, todos en función del dosado relativo y de las revoluciones por minuto. Estos resultados son los más importantes para saber si el motor se encuentra en un funcionamiento correcto.

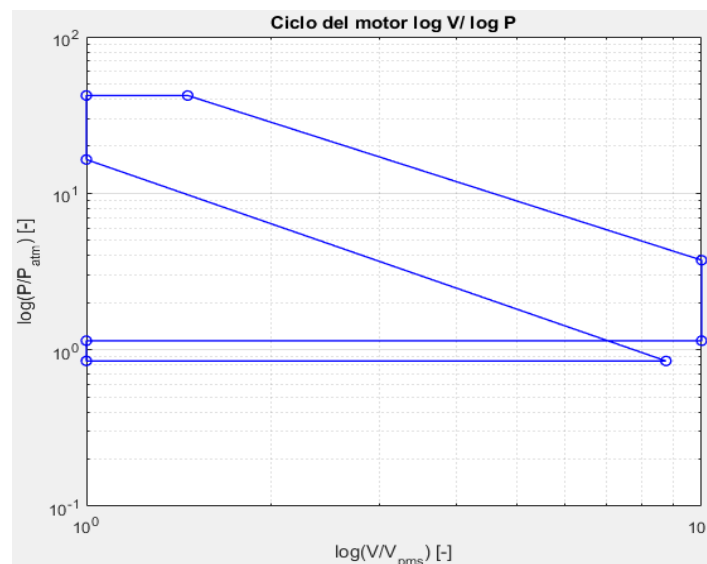


Figura 5.1: Diagrama logarítmico de P/V del ciclo termodinámico del motor básico.

Esta figura muestra a que presión y a que volumen se encuentra cada punto de inicio o fin de cada etapa. Se puede ver que el salto de presiones, entre los gases al final de la carrera de escape y los procedentes de la admisión, no es grande. Esto se debe a la acción del sistema EGR que, al enfriar la temperatura local del cilindro, la combustión se produce a temperaturas menores y los gases quemados saldrán a una presión menor.

Las variables simuladas a plena carga son el par, la potencia y el consumo específico. Con estas tres curvas se puede ver el funcionamiento del motor y las mayores prestaciones que este ofrece.

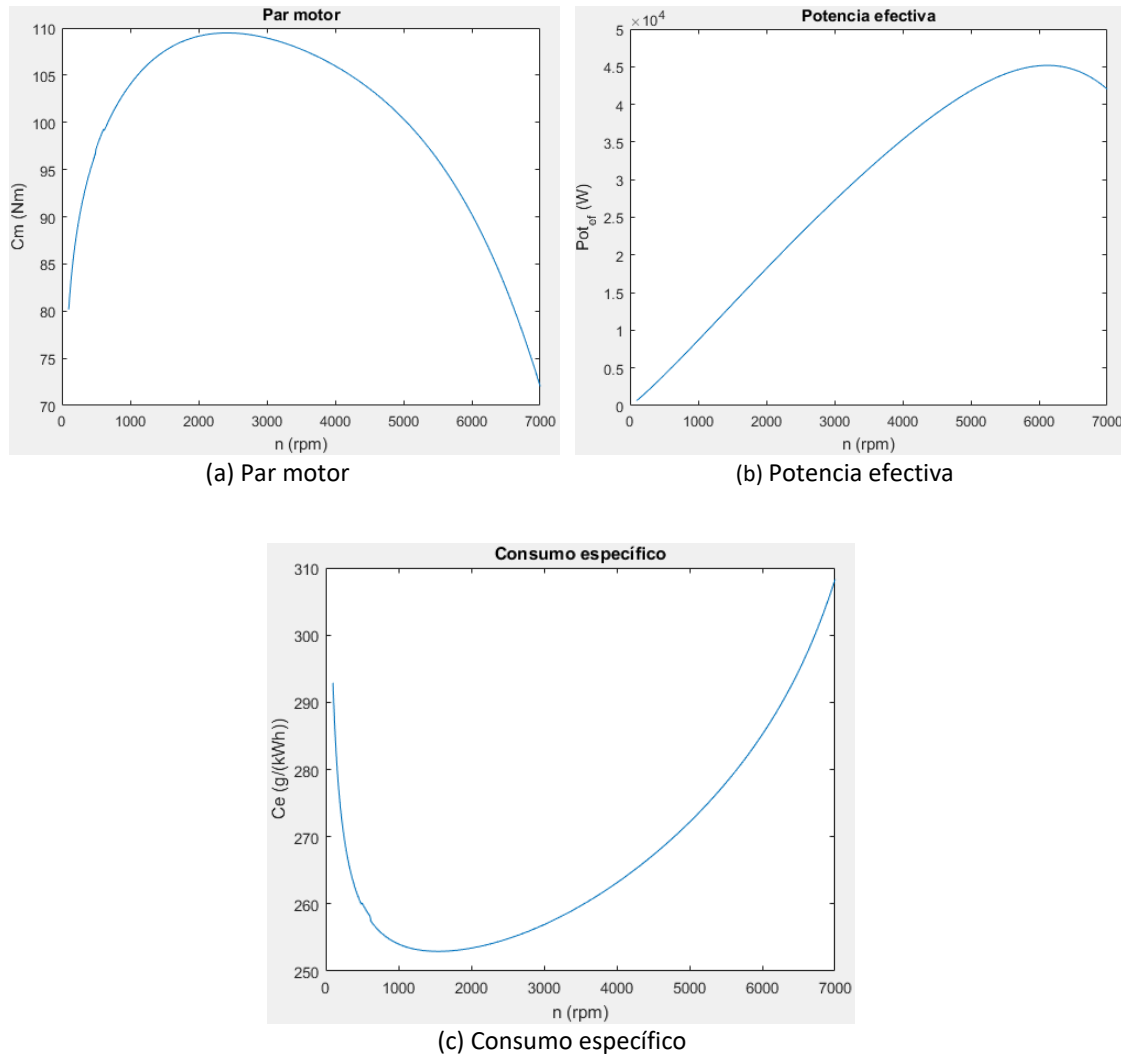


Figura 5.2: Curvas a plena carga del motor base (EGR)

Se observa que el punto de par máximo se encuentra 2500 rpm mientras que el punto con menor consumo específico es a un régimen de giro de 1500 rpm. El motor alcanza una potencia máxima cuando se encuentra a altas revoluciones, en concreto a 6000 rpm, y a partir de ahí, sus prestaciones empeoran, posiblemente porque el motor se encuentre revolucionado en exceso.

A carga parcial se ha obtenido como resultado un mapa de isoconsumo del motor en todos sus puntos de funcionamiento. Estas curvas de isoconsumo se encuentran representadas en función de las revoluciones por minuto y de la presión media efectiva (PME), en vez de el dosado relativo como se ha explicado con anterioridad.

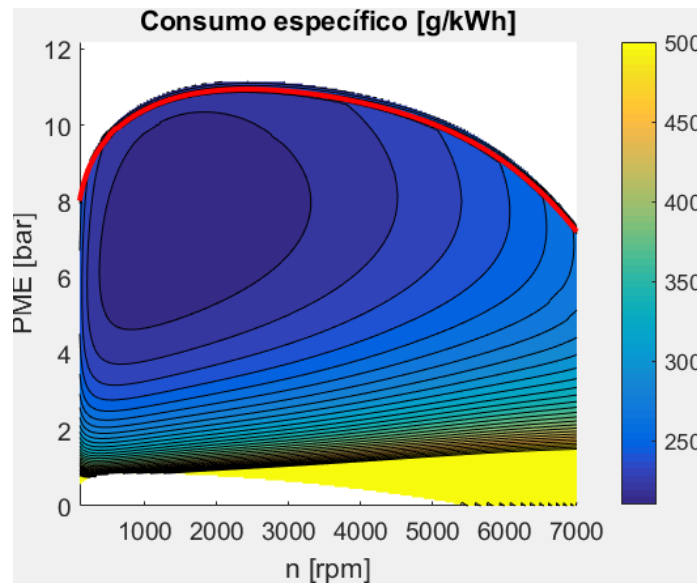


Figura 5.3: Curva de consumo específico a plena carga

La curva resaltada de color rojo señala la máxima presión media efectiva del motor. Las curvas representan los diferentes consumos a medida que las revoluciones por minuto incrementan y la PME igual. La zona óptima con menor consumo es el llamado polo económico, que se localiza a bajas revoluciones y próximo a la PME máxima. Cuando esta zona se encuentra coloreada por un tono de azul más oscuro, querrá decir que el consumo es menor, y si además esta zona es grande quiere decir que todos los puntos de funcionamiento que se encuentren en esa zona, el consumo es mínimo.

5.2 Motor base frente a motor con sistema EGR y geometría variable en la admisión ($\pi_{re} > 1$)

Al motor base se le ha incorporado un colector de admisión con geometría variable. Se ha impuesto un valor variable y mayor que uno al parámetro π_{re} , consiguiéndose así el fenómeno conocido como resonancia. Al introducir este sistema se consigue una optimización del llenado del cilindro y, por tanto, se espera unos resultados de las prestaciones de este nuevo motor, mejores que las del motor base.

En primer lugar, se compararán las prestaciones de ambos motores a plena carga y después a carga parcial. Con esta última comparación se llegará a la conclusión de si la incorporación de la geometría variable ha conseguido que el motor alcance los objetivos.

5.2.1 Comparativa de los resultados obtenidos a plena carga

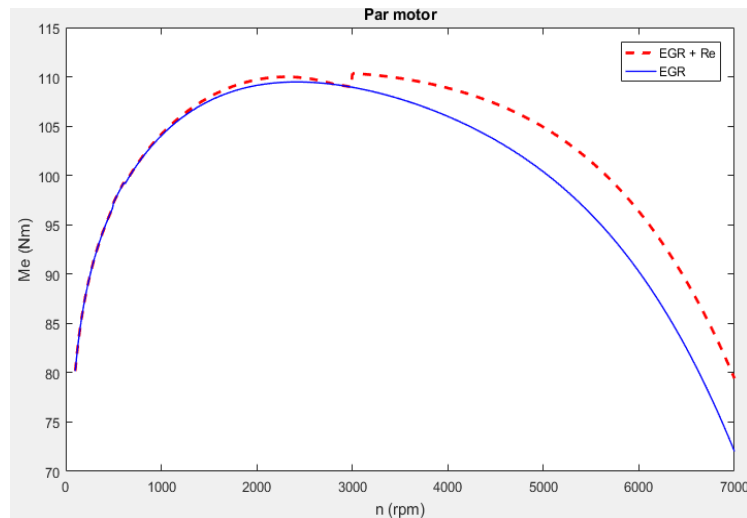


Figura 5.4: Curvas a plena carga del par motor del motor básico y motor básico con resonancia

La curva azul representa el par motor del motor únicamente con limitación de emisiones (EGR), mientras que la curva de color rojo representa el motor con EGR y geometría variable.

La acción de la resonancia sobre la capacidad de llenado del cilindro, se puede ver reflejada en el escalón que sufre su curva (rojo) a 3000rpm. En este punto la mejora de par motor es bastante apreciable, consiguiendo así un buen funcionamiento del motor a altas revoluciones. En general la curva de par motor incrementa en la mayor parte del régimen de giro del motor pero, además, el par máximo de este nuevo motor también aumenta.

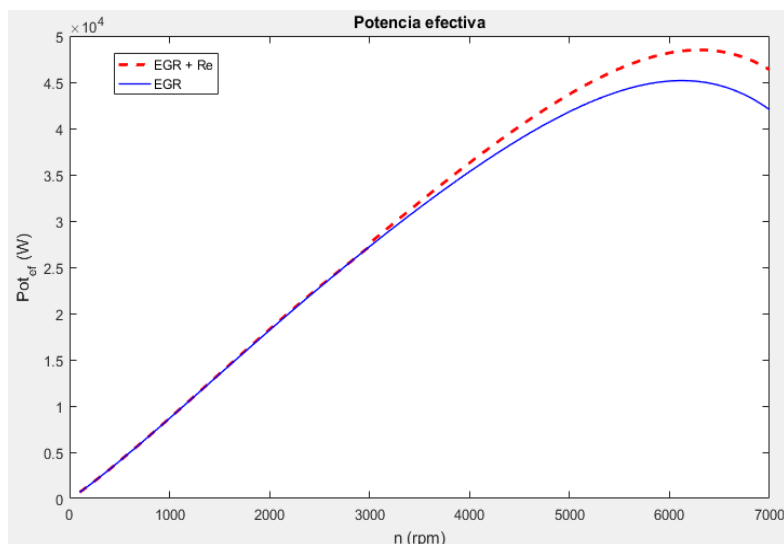


Figura 5.5: Curvas a plena carga de la potencia efectiva del motor básico y motor básico con resonancia

Al mejorar el par motor a altas revoluciones se puede ver que la potencia específica también ha mejorado, sobre todo a altas revoluciones. Esto se debe a que ambos parámetros se encuentran directamente relacionados como se ha visto en la sección de parámetros de actuación.

De nuevo las prestaciones mejoran, en este caso la potencia, cuando el motor supera 3000rpm, donde los gases pasan de circular por el trayecto largo del colector, al camino corto. Al reducir el tiempo de llenado del motor se consigue mayor cantidad de mezcla en menor tiempo y, por tanto, mayor potencia específica. La potencia máxima para a ser de 45 kW a casi 50 kW.

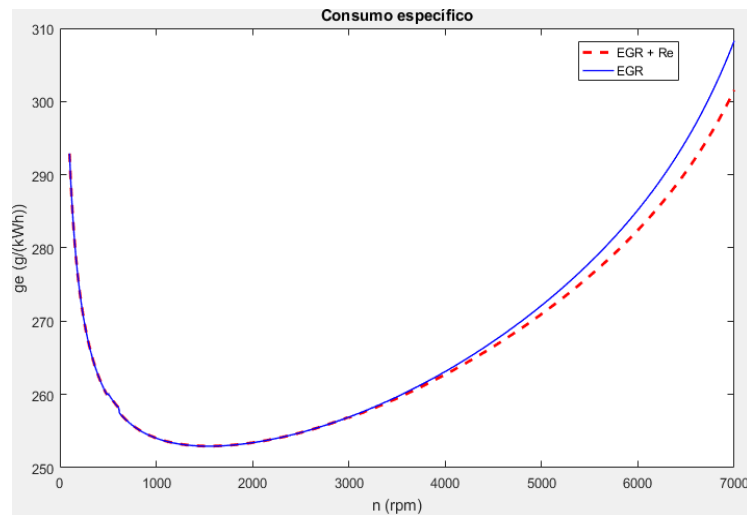


Figura 5.6: Curvas a plena carga del consumo específico del motor básico y motor básico con resonancia

A 3000 rpm el consumo empieza a mejorar respecto al motor base y coincide con el punto en el que las prestaciones del motor mejoran. Además, el consumo es inversamente proporcional a la potencia por lo que al aumentar la potencia a altas revoluciones el consumo del motor reducirá.

5.2.2 Diferencias en el rendimiento volumétrico a plena carga

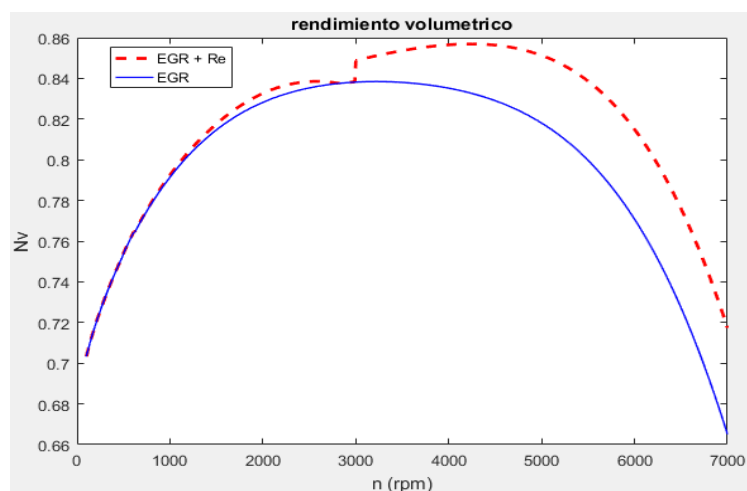


Figura 5.7: Curvas del rendimiento volumétrico del motor básico y el motor con EGR y geometría variable

El rendimiento volumétrico es la variable que cuantifica la capacidad de llenado de carga del cilindro. La geometría variable en el colector de admisión se ha visto que favorece este proceso de llenado, y así queda reflejado en la Figura 5.7 donde el rendimiento volumétrico mejora considerablemente cuando se produce el cambio de geometría (3000 rpm).

Con esta gráfica se ve la ventaja que presenta la utilización de la geometría variable y como el motor gana en efectividad.

5.2.3 Comparativa de los resultados obtenidos a carga parcial

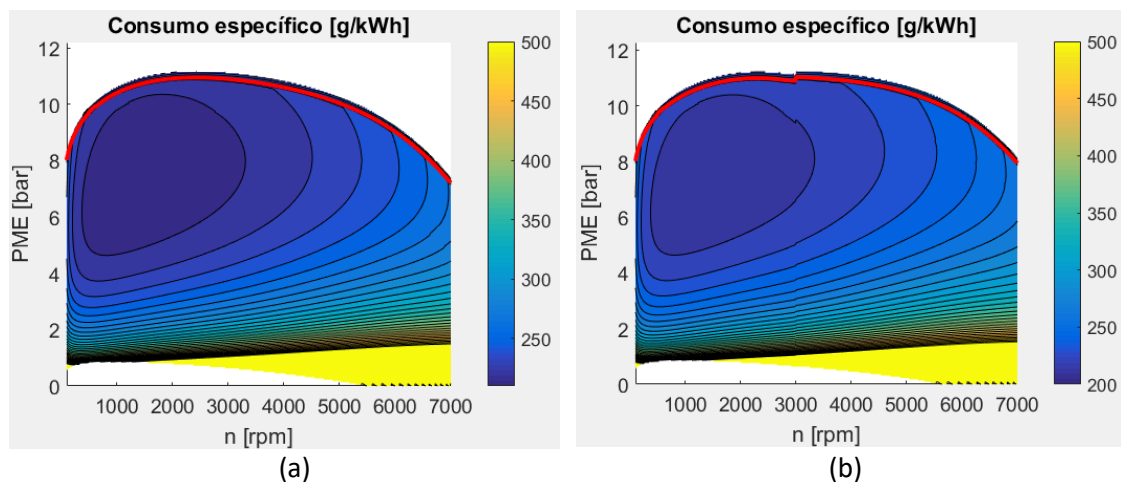


Figura 5.8: Curvas de isoconsumo del motor básico (a) y motor básico + resonancia (b)

Los valores que forman la curva de la PME máxima, se ven aumentados por la acción de la resonancia, pero no el valor máximo sino la curva en general. Se observa que las curvas más próximas al polo económico se van desplazando hacia valores más bajos de PME, es decir, que el consumo va disminuyendo a medida que la presión media efectiva baja.

5.3 Motor con EGR y geometría variable en la admisión ($\pi_{re} > 1$) frente a motor con EGR + ($\pi_{re} > 1$) y turboalimentación ($\pi_{co} > 1$)

Tras analizar los resultados del caso comparativo anterior, el motor base con la incorporación de la geometría variable ha demostrado el cumplimiento de los objetivos de la reducción de consumo específico. Por tanto, para esta comparativa se partirá de este motor en vez del motor base.

Se ha incorporado a este motor un sistema de turboalimentación y en este apartado se realizará una comparativa de los resultados obtenidos con los resultados del motor sin turboalimentar. Se ha impuesto en la simulación un valor de $\pi_{co}=2$, por tanto, los valores del par y la potencia deberían de duplicarse y el consumo reducirse.

5.3.1 Comparativa de los resultados obtenidos a plena carga

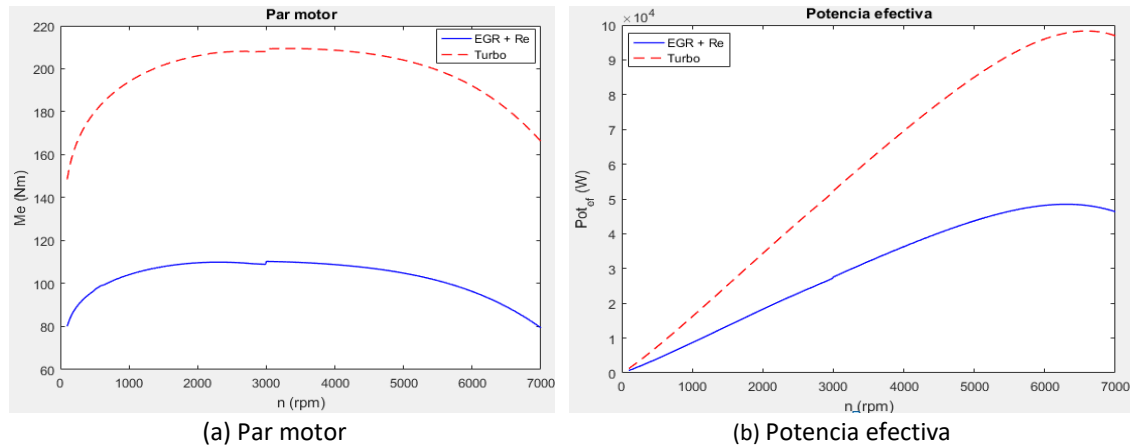


Figura 5.9: Curvas a plena carga de un motor turboalimentado y un motor sin turboalimentar

Con la Figura 5.9 queda demostrado que turboalimentando el motor las prestaciones incrementan favorablemente hasta el punto de duplicarse el par y la potencia con la relación de presiones elegida para el turbocompresor. La potencia máxima pasa de 50 kW a 100 kW y el par motor de 110 Nm a 210 Nm.

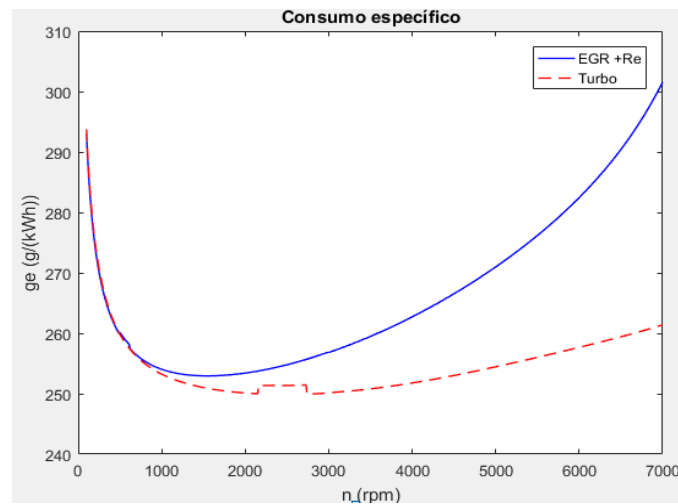


Figura 5.10: Curva de consumo específico a plena carga de un motor turboalimentado y un motor sin turboalimentar

Con los resultados reflejados en esta gráfica del consumo específico, se puede llegar a la conclusión de un motor turboalimentado no solo consigue tener mejores prestaciones, sino que, además, el consumo se reduce considerablemente a medida que las revoluciones aumentan.

5.3.2 Comparativa de los resultados obtenidos a carga parcial

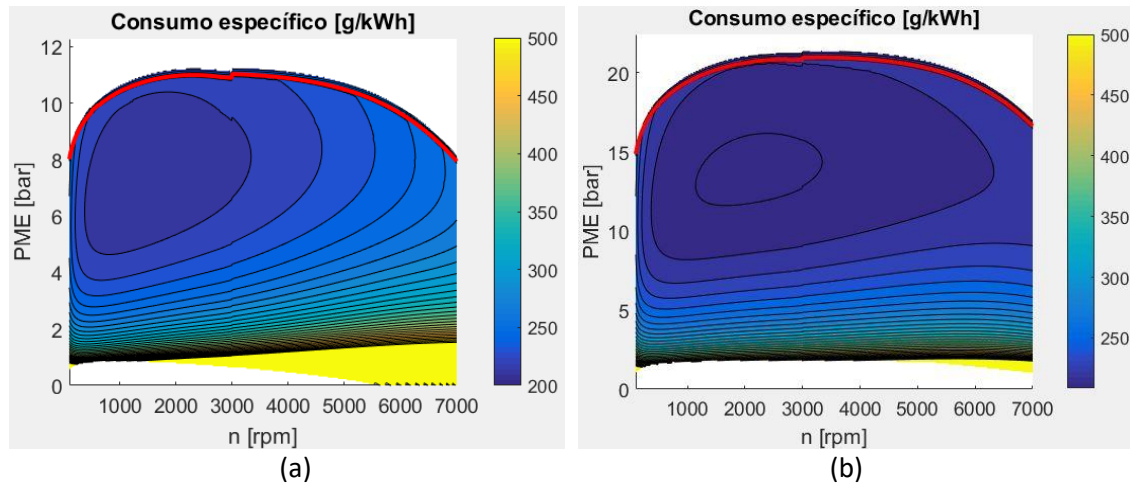


Figura 5.11: (a) curva de isoconsumo del motor sin turboalimentar (b) curva de isoconsumo del motor turboalimentado

Además de observarse que los valores de PME se han duplicado, el polo económico se ha visto desplazado hacia una carga menor y se ha ampliado la zona de bajo consumo hacia revoluciones altas.

Su desplazamiento hacia mayor régimen de giro se debe al aumento del rendimiento mecánico. Se puede calcular a partir de la fracción entre PME y PMI . La presión media efectiva a su vez es la resta entre PMI y PMR (presión media resistente). Por tanto, si la PMI incrementa prácticamente dos veces por el sistema turbo alimentado, el rendimiento aumentará ya que habrá menos pérdidas mecánicas en proporción.

$$\eta_m = \frac{2PMI - PMR}{2PMI} = 1 - \frac{PMR}{2PMI} > 1 - \frac{PMR}{PMI} \text{ para el motor sin sobrealimentar}$$

6 Impacto económico y presupuesto

En este capítulo se va a desarrollar un análisis económico sobre varios aspectos del presente trabajo. Se examinará el impacto económico que supondría el logro de reducir el consumo específico del motor y, además, se calculará el presupuesto del proyecto.

6.1 Impacto económico de la reducción del consumo

El sector del transporte es un sector que se ve fácilmente afectado por los problemas económicos generales y, sobre todo, por la variación del precio del carburante. Como se puede observar en el gráfico de la Figura 6.1, el precio del carburante ha sufrido más incrementos bruscos en su precio que una reducción.

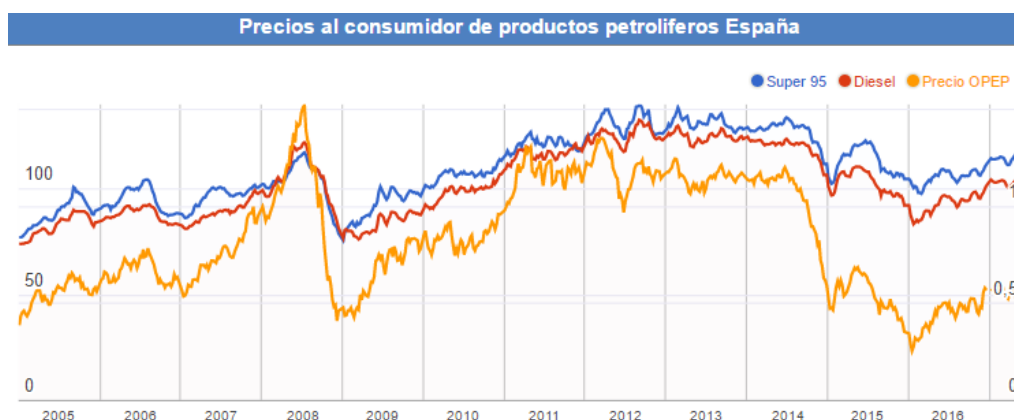


Figura 6.1: Precios al consumidor de productos petrolíferos en España entre 2005 y la actualidad. [40]

Una reducción en el consumo de los vehículos, a grandes rasgos, supondría una reducción en los gastos de los conductores, ya que el consumo de carburante es el gasto diario de los vehículos. Es por este motivo que los consumidores a la hora de comprar un vehículo, tienen en cuenta el consumo específico del motor.

La inversión en la implantación de medidas que consigan reducir el consumo de los vehículos, o que las prestaciones del motor mejoren con consumos más o menos similares, resultaría económicamente rentable para los vendedores de estos vehículos y una inversión de cara al futuro para los consumidores.

El motor básico tiene un consumo de 267 g/kWh y con la incorporación de una geometría variable en el colector de admisión se ha conseguido reducir a 266 g/kWh. Pero es el sistema de turboalimentación el que marca la diferencia y consigue bajar 12 g/kWh alcanzando un valor total de consumo específico medio de 254 g/kWh. Con este caso se puede decir que la incorporación de un sistema de sobrealimentación al motor sale económicamente rentable, no solo porque reduce el consumo sino porque además aumenta el par y la potencia del motor.

6.2 Presupuesto del proyecto

En este apartado se realizarán varios análisis como, por ejemplo, la suma de las horas trabajadas en total. Además, se incluirá al presupuesto el valor de la utilización del ordenador, la luz o el suelo, para la simulación.

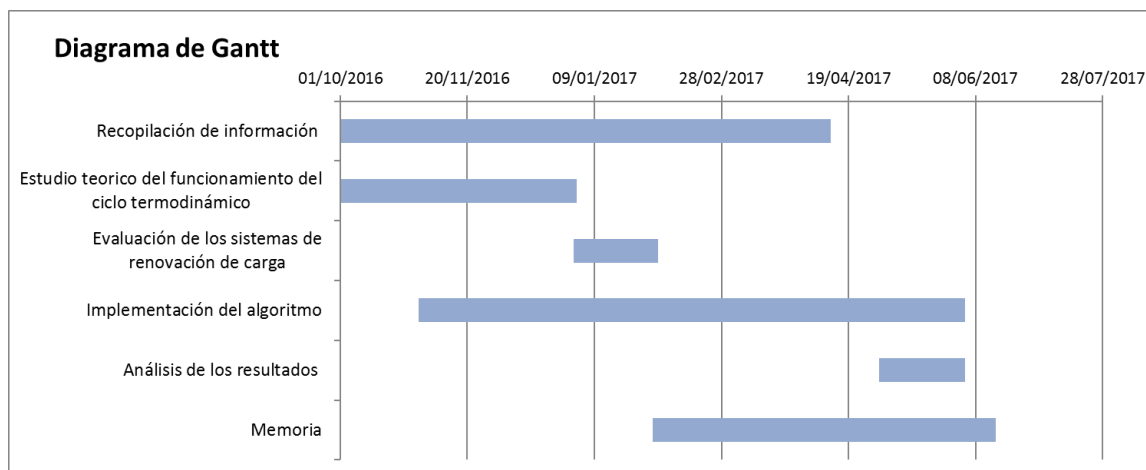


Figura 6.2: Diagrama de Gantt de las fases realizadas en el proyecto

El diagrama de Gantt es una herramienta utilizada para la representación del periodo de tiempo dedicado a cada tarea que constituye el proyecto realizado. A continuación, la Tabla 6.1 muestra la suma de horas empleadas en cada fase mencionadas en el diagrama.

Fase 1	Recopilación de información	30 horas
Fase 2	Estudio teórico del funcionamiento termodinámico	100 horas
Fase 3	Evaluación de los sistemas de renovación de carga	30 horas
Fase 4	Implementación del algoritmo	150 horas
Fase 5	Análisis de los resultados	30 horas
Fase 6	Memoria	90 horas

Tabla 6.1: Horas dedicadas a cada fase del proyecto

En total las horas dedicadas por el ingeniero técnico han sido de 430 horas. El ingeniero superior de este proyecto, en este caso el tutor, ha colaborado en todas las fases mencionadas acumulando aproximadamente 40 horas de trabajo.

Suponiendo que la hora de un ingeniero superior se cobre a 30€ y la de un técnico 15€, el coste total de personal por horas trabajadas es de 7.650€. Estos precios por horas se han deducido teniendo en cuenta el mercado actual y los gastos generales que conllevan la contratación de personal.

Personal	Costes (€)
Ingeniero Superior	1.200
Ingeniero Técnico	6.450
TOTAL	7.650

Tabla 6.2: Presupuesto de personal

A estos gastos de personal hay que añadir unos costes de oficina, los cuales incluyen el material utilizado y el alquiler del local con los gastos de luz incluidos. El local ha sido alquilado desde el mes que se comenzó a implantar el algoritmo hasta la finalización del proyecto, es decir, un total de 8 meses por un valor de 300€ al mes. Se tiene en cuenta la amortización del ordenador como gastos y no el precio total del ordenador.

Material	Coste (€)
LENOVO ideapad 510 de 15"	116
MATLAB_R2016a	500
Microsoft Office 2016	100
Oficina	2.400
TOTAL	3.116

Tabla 6.3: Otros gastos del proyecto

Por tanto, el presupuesto total del proyecto es la suma de los gastos de personal (7.650€) y los de oficina (3.116€), es decir, un total de 10.766€.

7 Conclusiones y futuros trabajos

A continuación, se resume las conclusiones basadas en los resultados obtenidos por la simulación y, además, los posibles futuros trabajos relacionados con el presente proyecto.

7.1 Conclusiones

Durante este proyecto se ha querido introducir sistemas de mejora compatibles con el motor, para conseguir alcanzar los objetivos. Uno de ellos era la reducción de emisiones contaminantes, debido a las actuales fuerte medidas de restricción impuestas sobre los vehículos. El otro objetivo era conseguir que los puntos de funcionamiento de bajo consumo se trasladasen a puntos de funcionamiento más habituales de los conductores, para así conseguir reducir el consumo y las emisiones.

Tras analizar los resultados obtenidos de la comparativa entre el motor base y el motor base con geometría variable en la admisión, se ha llegado a la conclusión de que la inversión en la implantación de estas medidas es rentable, logrando una reducción de emisiones a la par que un incremento significativo de par y potencia máximos.

El efecto de la sobrealimentación se ha comprobado y cuantificado. Como se ha visto, no solo consigue duplicar la potencia del motor y mejora el par, sino que, además, consigue que el consumo específico disminuya favorablemente, mejorando especialmente el mínimo consumo. Por otro lado, permite ampliar de forma significativa la zona de bajo consumo del motor. Con el sistema de turboalimentación implementado, se consigue un vehículo con mayores prestaciones, manteniendo la cilindrada y el tamaño del motor, pero con un consumo específico menor. Por tanto, este último motor con todas las incorporaciones es el motor escogido como mejor opción a la hora de valorar prestaciones y emisiones.

En resumen, la implantación de los sistemas seleccionados para las simulaciones de este proyecto, son medidas necesarias para el motor, porque no solo consiguen que se optimice el funcionamiento de este, sino que, además, de cara al consumidor es económicamente más rentable.

7.2 Futuros trabajos

Un posible trabajo futuro consistiría en valorar las prestaciones de un motor parecido, pero dotado de una menor cilindrada, sea por reducir el número de cilindros o por reducir la cilindrada unitaria. El objetivo sería equiparar par y potencia máxima con el motor base, y cuantificar la reducción de consumo, para motores de prestaciones equivalentes (igual potencia). Esta línea se enmarcaría dentro de la filosofía del llamado “downsizing”.

A pesar de no haber hecho hincapié en el proyecto sobre este punto, la potencia disponible en los gases de escape es en general bastante mayor que la energía requerida por el compresor, cuando el motor está turboalimentado. Se podría evaluar técnicas de recuperación de energía en el eje del turbocompresor y estrategias de gestión de esa energía.

Finalmente, otra posibilidad que no se ha contemplado en este proyecto es sesgar la carrera de compresión respecto de la de expansión (por ejemplo, por medio de un retraso exagerado de la válvula de admisión), logrando mejorar sustancialmente el rendimiento del motor, pero al detrimento de la potencia máxima. Esa falta de potencia máxima la podría proporcionar un motor eléctrico, definiendo una configuración híbrida que se podría estudiar.

Bibliografía

- [1] BP, «Statistical Review of World Energy,» *EL PAIS*, 2016.
- [2] BP, «Energy Charting Tools/ BP Global,» 2016. [En línea]. Available: <http://tools.bp.com/energy-charting-too>. [Último acceso: 5-10-2016].
- [3] M. d. F. español, «OTLE,» 2015.
- [4] M. Legrand, "*Air breathing engine" Reciprocating engines & Gas turbines*, 2016.
- [5] J. S. y. J. Galindo, «Renovación de la carga en motores 4T,» de *Motores de Combustion Interna Alternativos*, Reverté, S.A, 2011, pp. 210-229.
- [6] RODES, «Red Operativa de Desagües Española,» [En línea]. Available: <https://www.rodes.com/mecanica/mariposas-del-motor-y-funcion/>. [Último acceso: 5-03-2017].
- [7] Aficionados a la Mecánica, [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/admision-variable.htm>. [Último acceso: 7-03-2017].
- [8] MECHADYNE, [En línea]. Available: <https://www.mechadyne-int.com/reference/throttle-less-operation/intake-valve-closing-strategies/>. [Último acceso: 9-05-2017].
- [9] BaseLogica, [En línea]. Available: <http://baselogica.com/el-sistema-vanos-de-bmw/>. [Último acceso: 9-05-2017].
- [10] Aficionados a la Mecánica, [En línea]. Available: http://www.aficionadosalamecanica.net/distribucion_variable-vvtl-i.htm. [Último acceso: 9-05-2017].
- [11] J. D. y. J. Pastor, «Movimiento del aire en el cilindro,» de *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Reverté, 2011, pp. 332-349.
- [12] Aficionados a la Mecánica, [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/inyec-gasoli-direc.htm>. [Último acceso: 11-11-2016].
- [13] Aficionados a la Mecánica, [En línea]. Available: http://www.aficionadosalamecanica.net/inyeccion_directa.htm. [Último acceso: 9-05-2017].
- [14] B. P. Moreno, «Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados,» Valencia, 2009.
- [15] MotorZoom, [En línea]. Available: <http://www.motorzoom.es/mundo-auto/articulo/valvula-egr-en-el-coche-podemos-prescindir-de-ella/65719/>. [Último acceso: 15-12-2016].

- [16] JAICAR.COM, [En línea]. Available: <http://www.jaicar.com/egr.html>. [Último acceso: 15-12-2016].
- [17] Taller Actual, [En línea]. Available: <http://talleractual.com/pesados/872-el-turbo-normal-y-el-de-geometria-variable-tgv-o-vnt>. [Último acceso: 15-04-2017].
- [18] Noticias.coches.com, [En línea]. Available: <http://noticias.coches.com/noticias-motor/nuevo-motor-ford-ecoboost-downsizing-maximo/46495>. [Último acceso: 15-04-2017].
- [19] J. R. Garcia, «Downsizing,» CESVIMAP.
- [20] D. Clavero, «Diariomotor,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.diariomotor.com/2014/10/08/downsizing/>. [Último acceso: 17-12-2016].
- [21] FORD, [En línea]. Available: <http://www.ford.es/Tecnologia/Rendimiento/Ford-EcoBoost>. [Último acceso: 17-12-2016].
- [22] Autozine Technical School, [En línea]. Available: http://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html. [Último acceso: 23-05-2017].
- [23] A. Lecuona, *Capítulo 3: Ciclo Teórico de dos composiciones*, Open Course Ware (OCW UC3M).
- [24] F. y. J. Serrano, «Sobrealimentación,» de *Motores de combustión Interna Alternativos*, Reverté, 2011, pp. 272-283.
- [25] Noticias.coches.com, [En línea]. Available: <https://noticias.coches.com/consejos/intercooler-que-es-y-como-funciona/160303>. [Último acceso: 5-12-2016].
- [26] Aficionados a la Mecánica, [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo2.htm>. [Último acceso: 5-12-2016].
- [27] RevistaMotor, [En línea]. Available: <https://revistamotor.eu/index.php/de-calle/mecanica/762-motores-turbo-valvula-de-descarga-y-valvula-de-derivacion-o-wastegate>. [Último acceso: 5-12-2016].
- [28] F. T. y. A. Horrillo, «Requerimientos y formación de la mezcla en MEP,» de *Motores de combustión Interna Alternativa*, Reverté, 2011, pp. 485-491.
- [29] DiarioMotor, [En línea]. Available: <http://www.diariomotor.com/2008/09/14/motores-ecoboost-de-ford-informacion-y-posible-incorporacion-del-etanol/>. [Último acceso: 18-3-2017].
- [30] A. L. y. P. Rodriguez, «Parámetros Básicos,» de *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Reverté, 2011, pp. 44-68.
- [31] Aficionados a la Mecánica, «Manual de tecnología motores gasolina,» [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.com/manual-de-tecnologia-motores-gasolina/>. [Último acceso: 19-5-2017].

- [32] A. Lecuona, *Capítulo 1: Fundamentos de motores de combustión interna alternativos*, Open Course Ware (OCW UC3M).
- [33] Aficionados a la Mecánica, [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-distribucion.htm>. [Último acceso: 23-5-2017].
- [34] Universidad de Valladolid, [En línea]. Available: https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2013/511/53711/1/Documento1.pdf. [Último acceso: 26-11-2016].
- [35] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.
- [36] A. Lecuona, *Capítulo 2: Termoquímica*, Open Course Ware (OCW UC3M).
- [37] A. y. B. Giménez, «Flujo en conductos de admisión y escape,» de *Motores de Combustión Interna Alternativa*, Reverté, 2011, pp. 178-186.
- [38] V. B. y. B. Tormos, «Pérdidas mecánicas,» de *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Reverté, 2011, pp. 152-172.
- [39] P. R. y. J. Nogueira, «Curvas características y aplicaciones,» de *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Reverté, 2011, pp. 952-974.
- [40] datosmacro.com, [En línea]. Available: <http://www.datosmacro.com/energia/precios-gasolina-diesel-calefaccion/espana>. [Último acceso: 5-06-2017].

ANEXO: Programación motor completo

21/06/17 17:02 C:\Users\Pat\Documents\MATLAB\ProgPr... 1 of 10

```
clc; clear; close all;

%%DATOS INICIALES QUE DEBEMOS IMPLEMENTAR:

%variables geométricas
r = 10; % relación de compresión
q = 0.25/1000; % cilindrada unitaria en l ¿lo cambio a m3?
T = 4; % motor de 4 tiempos
i = 1/2; % porque motor de 4 tiempos (T=4)
N = 4; % número de cilindros
Q = N*q; % cilindrada del motor
pi_re = 1.15; % salto de Pad' a Pl'
pi_ad = 1; % salto entre Pad y Pad'
Li = 44.1*1e6; %J/kg

%parametros ACTUALIZACIÓN TURBO
pi_c = 2; %cantidad de turbo introducido en el turbo compresor
Pad_co = pi_c*(101325+5000); % (Pascuales) presion colector admisión
Pes_co = pi_c*(101325+5000); % (Pascuales) presion colector escape

%parametros para pi_ad
Nv_ad = 2; %número de valvulas
Dv_ad = 0.020; %diametro valvula de admision (m) originalmete 2.4 cm
D = ((4*q)/pi)^(1/3); %diametro del cilindro
nu_ad = 1;
Nv_e = 0.95;

%parametros para pi_es
Nv_es = 2; %numero de valvulas
Dv_es = 0.018; %se dijo de poner 2cm antes de cambiar las de admision
pi_ves = 1;

%Valores volúmenes en el PMS y PMI
Vpms = q/(r-1);
Vpmi = r*Vpms;
V2=Vpms;
V3=Vpms;
V5=Vpmi;
V6=Vpmi;
V7=Vpms;
V8=Vpms;

k_n=0;
d=1; % contador de matriz parametros3

for n=100:10:7000
    k_n = k_n+1; %contador variación revoluciones

    Fr = 1; % dosado relativo

    %Pesos moleculares de la composición de la mezcla
    PM_O=16;
    PM_N=14;
    PM_H=1;
```

```

PM_C=12;
o=2;    %numero de oxigenos
ni=2;    %número de nitrogenos
c=8.3;    %número de carbonos
h=15.5;    %número de hidrogenos

k_c = 0;

for Fr=0.2:0.005:1.15

    Fe = ((12*c)+h)/(c+(h/4))/((o*PM_O)+((79/21)*ni*PM_N));

    k_c = k_c+1;    %contador variación de la carga

    %bucle para el cálculo de rendimiento de la combustión VS Fr
    if Fr>1

        Rendcomb = 0.95/Fr;

    else

        Rendcomb = 1-.08*Fr; % para Fr=1
    end

    %%CÁLCULOS NECESARIOS ANTES DE INICIAR EL ESTUDIO DEL CICLO

    %tenemos inicialmente en l' un 79% de N y 21% de O
    R = 8.314 ;
    PM_aire = ((0.79*ni*PM_N)+(0.21*o*PM_O))/1000;
    Rg = R/PM_aire;
    Rgp = Rg;

    %Datos de admisión
    Tatm = 300;
    gamma = 1.37;
    %variación del parametro de las temperaturas
    nu_ad = 1.147*(n^(-1.456*10^(-2)));
    %Tad = Tatm*nu_ad;

    %FUNCIÓN CINEMÁTICA DE V(alpha) PARA RCA
    lambda=1.8;

    RCA = (3.394e-6*(n^2))-(2.388e-2*n)+51.09;% varía tambien
    alpha= (RCA+180)*pi/180;%pi/3 = 60 grados

    %Z = y/l parámetros geometrico
    Z = (1/2)*(1+(2*lambda)-cos(alpha)- sqrt((4*(lambda^2)-((sin(alpha))^2))));
    V1 = Vpms + (q*(Z)); % (m^3)
    rc = V1/Vpms;

    VRCA=V1;
    a = (VRCA-Vpms)/(Vpmi-Vpms); %coeficiente de llenado

    %CÁLCULO DE TEMPERATURA CON TURBO INTEGRADO

```

```
Tsc = Tatm*(1+(pi_c^((gamma-1)/gamma)-1)/.8);
IC = 0.7; %intercooler
Tad = (Tsc - (IC*(Tsc-Tatm)))*nu_ad;

%CÁLCULOS PARA HALLAR pi_ad
a_o = (gamma*Rg*Tad)^(1/2); %velocidad del sonido
l = D ;
um = (2*n*l)/60; %velocidad media de pistón
Cd = 0.4 ; % basado en el area del asiento

Mv_ad = (1/Nv_ad)*((D/Dv_ad)^2)*(um/a_o)*(1/Cd); %número de MACH

pi_ad = (1/0.95)+((9.3946*10^(-4))*exp(6.6766*Mv_ad));
%Nv_e = (1/pi_ad)*nu_ad*a ;
Pad = Pad_co/pi_ad;
Pes = Pes_co*pi_ves;

%RESONANCIA EN LA ADMISIÓN Y PRESIÓN PUNTO 1
Acolector = 0.02; %5cm diametro
Aconducto = 0.002; %5mm diametro
k = 4;
Lpipa = 1;

sigma = Acolector/Aconducto;
%tiempo desde el AA al CA e la válvula de admision
tAA = ((180+RCA)/360)*(60/n);

A = (k/2)*(1/Nv_ad)*(Lpipa/l)*((D/(0.85*Dv_ad))^2)*(1/Cd)*(((n*l)/30)^2);
Lop = a_o*tAA/4;

%Bucle para optimizar la longitud del colector de admisión
if n<3000

    L = a_o*(180+23)/(24*1500);

else

    L = a_o*(180+12)/(24*4500);

end

if ((2*L)/a_o)< tAA
    Pres_ad = A*((sigma-1)/(sigma+1))*sin(pi*(1-2*L/(tAA*a_o)));
end

pi_re = (Pad + 1*Pres_ad)/Pad;
pirecheck(k_n,k_c) = pi_re;
Pl = pi_re*Pad;

%CÁLCULOS DEL CICLO TERMODINÁMICO DEL MOTOR
%variables impuestas para 1ª iteración
error = 1000;
f=0.05;%1/r; %fraccion de gases residuales (mres/m)
Tl = 300; %temperatura en el punto 1
```



```
Tpc = 1500; %temperatura de los gases productos
Tr = 1000; %temperatura de los gases residuales

n_while = 0;
b=1;
Jc=0.9;
EGRa = 1*0.1;

while error>0.1

    n_while = n_while + 1;
    if n_while>20
        disp('Esto no converge...');
        break
    end

    %CÁLCULO DE EGRa
    n_max=7000;
    n_min=1000;
    Fr_max= 1.15;
    Fr_min=0.2;

    if (n<(0.75*n_max)) && (Fr < (0.8*Fr_max))
        EGRa = 0.15*((0.8*Fr_max)- Fr)/(((0.8*Fr_max)- Fr_min))*((0.75*n_max)-n)/
        ((0.75*n_max)-n_min);
    else
        EGRa = 0;
    end

    EGRcheck(k_n,k_c) = EGRa;

    %Cálculo de los caudales másicos iniciales
    m = (P1*V1)/(Rg*T1); % (kg)
    ma = m*((1-f)/(1+EGRa)); % caudal masico de aire
    F = Fr*Fe; % F=mc/ma Dosado
    mc = F*ma; % caudal masico de combustible
    mp = m + mc; % caudal masico de los productos
    %m = mEGR + mres + ma

    %Cálculo ganma de los gases iniciales
    %T = temp media del intervalo de ganma correspondiente
    T = T1*(1+rc^(ganma-1))/2; % (K)
    EGRf = EGRa*(1-f)/(1+EGRa);
    ganma = 1.413-(0.0045*Fr)-(0.075*(T/1000))+(0.01*(f+EGRf));

    %%%CÁLCULOS DEL CICLO POR PARTES
    % (1'-2) COMPRESIÓN ISENTRÓPICA (S=CTE)
    %P1*V1 = m*Rg*T1

    Cv = Rg*(1/(ganma-1));
    T2 = (rc^(ganma-1))*T1;

    Wc = -(m*Cv*(T2-T1));
```

```

    Qc = 0; %proceso adiabático

% (2-3) COMBUSTIÓN A V=CTE
    %P2*V2 = m*Rg*T2

    P2 = (m*Rg*T2)/V2;
    if n_while>1
        Tpc = (T2+T4)/2;
    end
    %ganma de los productos
    ganmap = 1.411-(0.03*Fr)-(0.067*(Tpc/1000));

    %Función calor de combustión
    Cvp = Rgp*(1/(ganmap-1));
    Jc = 1-(0.9546*(n^(-.25)));
    Qcomb = ma*F*Li*Recomb*Jc;
    Q_23s = Qcomb;
    %Q_23 = mp*Cvp*(T3-T2)= mp*CVp*T2*(rpmax-1)
    rpmax = (Q_23s/(mp*Cvp*T2))+1;
    rp = 0.7*rpmax;
    P3 = rp*P2;
    T3 = (P3*V3)/(mp*Rgp);

    Q_23 = mp*Cvp*(T3-T2);
    W_23 = 0; %no hay trabajo en este proceso por V=cte

% (3-4) COMBUSTIÓN A P=CTE
    Cpp = Rgp*(ganmap/(ganmap-1));
    P4=P3;
    Q_34 = Qcomb-Q_23;
    T4 = T3 + (Q_23/(mp*Cpp));
    rv = T4/T3;
    V4 = V3*rv;
    W_34 = P3*(V4-V3);

% (4-5) EXPANSIÓN ISENTRÓPICA (S=CTE)
    re=Vpmi/Vpms; %re=V3/V5
    T5 = T4*((rv/re)^(ganmap-1));
    P5 = (mp*Rg*T5)/V5;

    We = -(mp*Cvp*(T5-T4));
    Qe = 0; % proceso adiabático

% (5-6) EXPANSIÓN INTERNAMENTE ISÉNTROPICA HASTA Pes

    if n_while>1
        Tr = (T5+T7)/2;
    end

    ganmar = 1.411-(0.03*Fr)-(0.067*(Tr/1000)); %ganma de los gases residuales
    Cvr=Rg/(ganmar-1);
    P6=Pes;
    T6 = T5*((Pes/P5)^((ganmar-1)/ganmar));

    Q_56 = mp*Cvr*(T6-T5);

```

```

W_56 = 0;

%(6-7) CARRERA DE ESCAPE

nu_escape = 0.9;
P7 = P6;
T7 = T6*nu_escape;
mres= (P7*V7)/(Rgp*T7);
f = mres/m;

Q_67 = 0; %proceso adiabático
W_67 = Pes*(V7-V6);

%CÁLCULO PARA HALLAR pi_ves
Tes = T6;
a_oe = (ganmar*Rg*Tes)^(1/2); %velocidad del sonido
l = D ;
u_m = (2*n*l)/60; %velocidad media de pistón
Cde = 0.5 ; % basado en el area del asiento

Mv_es = (1/Nv_es)*((D/Dv_es)^2)*(u_m/a_oe)*(1/Cde);

pi_ves = (1+(((ganmar-1)/2)*((Mv_es)^2)))^(ganmar/(ganmar-1));

Pes = pi_ves * Pes_co;

%(7-8) CIERRE VÁLVULA DE ESCAPE Y APERTURA DE ADMISIÓN

P8 = Pad;
Q_78 = 0; %solo intercambio de masa (sistema abierto)
W_78 = 0; %solo intercambio de masa (sistema abierto)

%(8-1') ADMISIÓN ADIABÁTICA Y P=CTE

Qad = 0; %proceso adiabático P=cte
Wad = Pad*q*((rc-1)/(re-1));
%V1-V8 = q*((rc-1)/(re-1))

%TRABAJO DEL CICLO DE UN UNICO CILINDRO
Wt = Wc+W_23+W_34+W_56+W_67+W_78-Wad;% (J)

%ACTUALIZACIÓN DE T1
T1_new = Tad * (1-f)*ganma/(1+(ganma-1)/pi_re*(1-1/rc)-Cvr/Cv*f*T7/T1);
error = abs(T1-T1_new);
T1 = T1_new;

%MATRICES DE LOS VALORES P,V,T DE CADA ITERACIÓN
P_mat(:,n_while)= [P1 P2 P3 P4 P5 P6 P7 P8 P9 P1];
T_mat(:,n_while) = [T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7 Tad Tad T1];
V_mat(:,n_while) = [V1 V2 V3 V4 V5 V6 V7 V8 V1 V1];

end

%%CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE ACTUACIÓN

```

```
%parametros indicados
Wi = Wt; %trabajo indicado de un solo cilindro (J)
PMI = Wi/q;
Ni = Wi/(mc*Li); %rendimiento indicado
%Pot_ind = N*Wi*(n/60)*i/1000; (W)potencia ind de todo el motor

%rendimiento volumetrico de entrada
Nve = (Tad/Tl)*(pi_re/pi_ad)*(rc/(re-1))*(Rg/Rgp)*((1-f)/(1+EGRa));
ro_ad = Pad/(Rg*Tad); % (kg/m3)

%rendimiento mecanico
PMR = 1e5*(0.25 + 0.189*n/1000 + .029*(n/1000)^2); %Ec. diap 85
PME = PMI-PMR;
Nm = PME/PMI;
Ne = Ni*Nm;

%parametros efectivos
Pot_ef = (PME*Q*n/60*i); %pot ef del motor completo
% i es 1/2 porque el motor es de 4 tiempos

%consumo especifico
Ce = 3600/(Ne*Li/1e6); % (g/kW*h)

%Par del motor
Cm = (60*Pot_ef)/(i*(n))/10; % (N*m)

%rendimiento volumetrico utilizado
Nv = (1/pi_ad)*(Tad/Tl)*(VRCA/q);

%matrices de almacenamiento de los parametros según varíen con Fr y n
Ce_mat3(k_n,k_c) = Ce; %mat del consumo específico
Pot_ef_mat3(k_n,k_c) = Pot_ef; %mat de la potencia específica
PME_mat(k_n,k_c) = PME; %mat del presion media efectiva
Cm_mat3(k_n,k_c) = Cm; %mat del par motor
Nv_mat(k_n,k_c) = Nv; %mat rendimiento volumetrico
Ne_mat(k_n,k_c) = Ne; %mat rendimiento efectivo
Nm_mat(k_n,k_c) = Nm; %mat rendimiento mecánico

%dimensión mat = el valor del contador de carga y revoluciones
PME_vec(k_c) = PME;
n_vec(k_n) = n;
um_vec(k_n) = um;

end

parametros3(:,d)=[n Pot_ef Cm Ce PME]; % almacenamiento de datos
d=d+1; % actualizacion del parametro para almacenar datos
%Almacena los parametros3 en funcion de los valores del último ciclo

end

%vectores con los valores del último ciclo de P,V,T
P_vec = [P1 P2 P3 P4 P5 P6 P7 P8 P9 P10]';
T_vec = [T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7 Tad Tad T11]';
V_vec = [V1 V2 V3 V4 V5 V6 V7 V8 V9 V10]';

%%%REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LOS PUNTOS DEL CICLO
```

```

figure(1); %Graf puntos del ciclo
loglog(V_mat(:,end)/Vpms , P_mat(:,end)/100000,'bo-', 'linewidth',1); grid on;
title('Ciclo del motor log V/ log P')
xlabel('log(V/V_{pms}) [-]');
ylabel('log(P/P_{atm}) [-]');

figure(2); %Graf volumen frente presión
plot(V_mat(:,end),P_mat(:,end),'bo-', 'linewidth',1);
title('Ciclo del motor V/P');
xlabel('V (l)');
ylabel('P (bar)');

%%CURVAS CARÁCTERÍSTICAS PLENA CARGA

figure(3) % Pot_ef frente n
plot(parametros3(1,:),Pot_ef_mat3(:,end))
title('Potencia efectiva');
ylabel('Pot_{ef} (W)');
xlabel('n (rpm)');

figure(4) % Cm frente n
plot(parametros3(1,:),Cm_mat3(:,end))
title('Par motor');
ylabel('Cm (Nm)');
xlabel('n (rpm)');

figure(5) % Ce frente n
plot(parametros3(1,:),Ce_mat3(:,end))
title('Consumo específico');
ylabel('Ce (g/(kWh))');
xlabel('n (rpm)');

%CURVAS CARÁCTERÍSTICAS CARGA PARCIAL

figure(6) % Nv frente n
plot(parametros3(1,:),Nv_mat(:,end))
title('rendimiento volumetrico');
ylabel('Nv');
xlabel('n (rpm)');

figure(7)
contourf(100:10:7000,0.2:0.005:1.15,Ce_mat3',63,'linewidth',0.5);colorbar;
title('Curva iso-consumo a carga parcial');
ylabel('Fr');
xlabel('n (rpm)');

PME_vec = linspace(max(0,min(min(PME_mat))),max(max(PME_mat)),251);

% break

for i=1:size(PME_mat,1);

    Ceq_i = interp1(PME_mat(i,:),Ce_mat3(i,:),PME_vec);

```

```

        Ce_q(i,:) = Ceq_i;
    end

% Vq = interp2(100:50:7000,PME_mat(:,),V,Xq,Yq)

figure(8)
axes('FontSize',14)
hold on
contourf(100:10:7000,PME_vec./1e5,Ce_q',linspace(200,500,31),'linewidth',0.5);
colorbar;
plot(parametros3(1,:),PME_mat(:,end)'/1e5,'r','LineWidth',3)
ylim([0 max(PME_vec/1e5)+1])
title('Consumo específico [g/kWh]');
ylabel('PME [bar]');
xlabel('n [rpm]');

for i=1:size(PME_mat,1);

    EGR_i = interp1(PME_mat(i,:),EGRcheck(i,:),PME_vec);

    EGR_Aire(i,:) = EGR_i;
end

figure(9)
axes('FontSize',14)
hold on
contourf(100:10:7000,PME_vec./1e5,EGR_Aire',linspace(0,.2,9),'linewidth',0.5);
colorbar;
plot(parametros3(1,:),PME_mat(:,end)'/1e5,'r','LineWidth',3)
ylim([0 max(PME_vec/1e5)+1])
title('Tasa de EGR en base aire EGR_a [-]');
ylabel('PME [bar]');
xlabel('n [rpm]');

%Calculo consumo medio
Cem =0;

for i=1:691
    Cem = Cem+Ce_mat3(i,end)';
end

Cem =Cem/691;

%%%CURVAS COMPARATIVAS CON OTRO MOTOR
% figure (10)
% plot(parametros2(1,:),Pot_ef_mat2(:,end)')
% hold on
% plot(parametros3(1,:),Pot_ef_mat3(:,end)')
% title('Potencia efectiva');
% ylabel('Pot_{ef} (W)');
% xlabel('n (rpm)');
% hold off

```

21/06/17 17:02 C:\Users\Pat\Documents\MATLAB\ProgPr... 10 of 10

```
%  
% figure (11)  
% plot(parametros2(1,:),Ce_mat2(:,end)')  
% hold on  
% plot(parametros3(1,:),Ce_mat3(:,end)')  
% title('Consumo específico');  
% ylabel('ge (g/(kWh))');  
% xlabel('n (rpm)');  
% hold off  
%  
% figure(12) % Cm frente n  
% plot(parametros2(1,:),Cm_mat2(:,end)')  
% hold on  
% plot(parametros3(1,:),Cm_mat3(:,end)')  
% title('Par motor');  
% ylabel('Me (Nm)');  
% xlabel('n (rpm)');  
%  
% figure(13) % Nv frente n  
% plot(parametros2(1,:),Nv_mat2(:,end)')  
% hold on  
% plot(parametros(1,:),Nv_mat(:,end)')  
% title('rendimiento volumetrico');  
% ylabel('Nv');  
% xlabel('n (rpm)');
```